
Proyecto fin de carrera

Desarrollo de una
aplicación para el
diseño de hornos
de proceso

Autor:

Miguel Ángel Cortés Roblas

NIA: 100069013

Tutor:

Javier Rodríguez Rodríguez



ÍNDICE

Contenido

1.-Agradecimientos:	4
2.-Introducción:	5
3.-Objetivos:	6
4.-Hornos de proceso y principales características:	7
5.-Variables de diseño en hornos de proceso	14
6.- Diseño de hornos de proceso, sección radiante:	19
6.1- Esquema/ diagrama de cálculo	19
6.2- Planteamiento teórico:	21
6.3 - Simulación de un diseño de horno y resultados:	32
6.3.1- Tipo de Fuel y Exceso de aire:	32
6.3.2- Temperatura de salida de humos y rendimiento:	35
6.3.3- Especificación del proceso, absorción de calor y calor liberado por los quemadores:	36
6.3.4- Reparto de calor, y propiedades en el crossover:	37
6.3.4- Velocidad del fluido y cálculo del coeficiente de película:	38
6.3.6- Cálculo de la temperatura de metal del tubo:	47
6.3.7- Cálculo de la temperatura de la cámara de radiación y del calor absorbido en la radiante:	48
6.3.8- Superficie expuesta en la radiante y cálculo del número de tubos:	49
6.3.9- Cálculo de pérdida de carga en los tubos de radiante:	50
6.3.10- Diseño final y comparativas de interés:	54

7.-Diseño de hornos de proceso con servicios adicionales y/o sistema de precalentamiento: .	56
7.1 Adición del sistema de recalentamiento de vapor y de un precalentador a nuestro diseño:	59
8.-Presupuestación y ahorros	63
9.-Programa de diseño, imágenes ejemplo	64
10.-Bibliografía	66

1.-Agradecimientos:

En primer lugar a mis padres y hermano por haber estado desde el principio de los tiempos ayudándome a crecer en todos los aspectos, y permitiendo que esto y todo lo demás haya sido posible. Tampoco me quiero olvidar de todas aquellas personas de mi familia que me han ayudado a llegar a este punto del camino, incluso aunque no pueda recordar un momento o lugar.

A Teresa, que a lo largo de estos 3 años que, aunque me ha distraído bastante de mis “deberes” (sin querer por supuesto) siempre me ha apoyado sin condiciones y con el paso del tiempo ha conseguido que me dé cuenta de que es un pilar fundamental, y espero que lo siga siendo por mucho tiempo.

A los amigos de la universidad, por haber compartido esas horas de estudio en la biblioteca que parecían no acabar nunca, y porque la dificultad de recorrer un camino es inversamente proporcional a la cantidad de gente con la que lo recorras.

Por último y no menos importante, a Javier por haberme enseñado una parte de la ciencia que me pareció bonita, por haberme permitido experimentar la sensación de pasármelo bien aprendiendo y despertar el interés por intentar comprender más del tema.

A todos vosotros y a los que no he mencionado, gracias!!

2.-Introducción:

El presente proyecto fin de carrera se basa en los conocimientos adquiridos durante el desarrollo de mis estudios universitarios y las prácticas que realicé en la empresa Foster Wheeler Iberia, en la división de hornos. Allí descubrí un equipo, los hornos de proceso, en cuyo diseño intervenían gran parte de las disciplinas que me habían interesado durante la carrera, transferencia de calor en todas sus formas (conducción, convección y radiación), mecánica de fluidos tanto para gases como para líquidos e incluso algún cálculo mecánico básico.

Me fue encargada la tarea de implementar y mejorar el programa de diseño de hornos, existía una versión previa en lenguaje Qbasic y debía mantener la filosofía de diseño del antiguo programa.

En el presente proyecto trato de acercar el mundo de los hornos de proceso a la ingeniería industrial, ya que en la carrera no vemos este equipo específicamente al ser del sector de los hidrocarburos.

Es un equipo muy interesante a analizar desde el punto de vista teórico, dada la interacción anteriormente mencionada entre las múltiples disciplinas y una gran forma de obtener una visión global y de aplicación práctica de los conocimientos adquiridos durante la carrera.

Por otra parte lamento si en algún momento del proyecto parece que se han simplificado los problemas planteados, como se verá más adelante a medida que profundizamos en el problema nos damos cuenta de su complejidad y de la necesidad de adoptar simplificaciones que nos permitan llegar a soluciones.

También pido disculpas por no poder mostrar el tanto el código del programa como algunas correlaciones debido a motivos de confidencialidad, espero que disfruten leyendo tanto como yo lo he hecho escribiendo y calculando.

3.-Objetivos:

- a) La primera parte del proyecto trata de introducir los hornos de proceso y las diversas partes que los componen. Dado que muchos no serán conocedores del equipo en cuestión se trata de explicar de manera preliminar cada una de las partes que forman parte del mismo, tratando de dar una visión global del conjunto, acompañando asimismo las correspondientes imágenes.
- b) Después se trata de dar una visión de las variables que pueden influir en el funcionamiento del horno, y cuáles son algunas de las consecuencias de su variación.
- c) Una vez obtenida la visión general del horno entramos en el modelo teórico de cálculo propuesto para un diseño.
- d) Para acercarnos a la realidad se plantea un diseño de un horno desde “cero” de manera similar a como se procede en la industria. A su vez se adjuntan numerosas gráficas que se han considerado de interés y que permiten observar como se ve afectado el funcionamiento del horno frente a cambios en diversas variables.
- e) Por último, se propone el dimensionamiento de un sistema de precalentamiento y un servicio de recalentamiento de vapor, de modo que mejoramos la eficiencia del sistema. También se estima el ahorro en términos monetarios que supondría la adición de los servicios mencionados.

4.-Hornos de proceso y principales características:

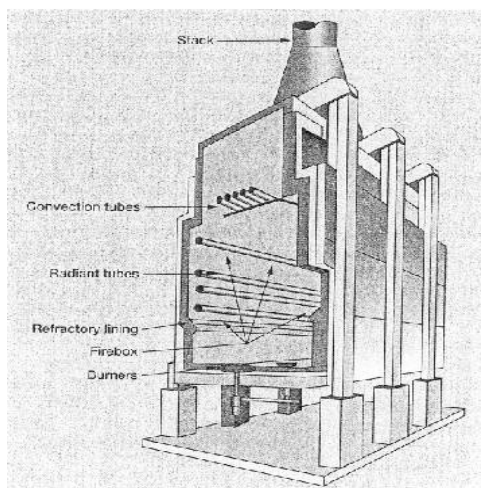
Un horno de proceso es, básicamente un intercambiador de calor, en el que, el calor liberado proveniente de una corriente de combustible (fuel gas, fuel oil o una mezcla de ambas) es intercambiado a través de tubos de acero hacia otra corriente de fluido (generalmente un hidrocarburo), consiguiendo así unas determinadas condiciones de presión y temperatura en el fluido calentado.

El horno está dividido en dos secciones, la sección de radiación (en adelante radiante) y la sección de convección (en adelante convectiva).



El proceso, visto desde el lado de la corriente de combustible se produce tal y como se describe a continuación:

- La corriente de combustible se quema en los quemadores, que están alojados en la cámara de radiación o radiante, la disposición de los quemadores puede ser variada así como la forma de la sección: cilíndrica o de paralelepípedo.
- En esta sección se produce el intercambio de calor mediante radiación desde la llama hacia los tubos lisos alojados en esta sección, de nuevo la distribución de éstos en la cámara también puede variar dependiendo de las necesidades del proceso (cabe destacar que la salida del horno de la corriente que circula por el interior de los tubos se produce en esta sección).
- Los gases pasan ahora a la sección que anteriormente se ha denominado como convectiva y, como su propio nombre indica en esta cámara el intercambio de calor se produce por convección desde los gases calientes que fluyen a una cierta velocidad y temperatura hacia los tubos que contienen la corriente de proceso. Cabe destacar que esta sección es típicamente un paralelepípedo colocado en la parte superior de la radiante.
- Finalmente los gases calientes o bien van directamente a una chimenea o bien se redirigen hacia un sistema de precalentamiento en el que se cede calor a la corriente de aire que va hacia los quemadores con el fin de recuperar el calor de los gases de escape.



Fundamentalmente estas son las bases que rigen el funcionamiento de cualquier horno de proceso, en las siguientes páginas pasaremos a enumerar sus configuraciones más representativas.

Sección de radiación:

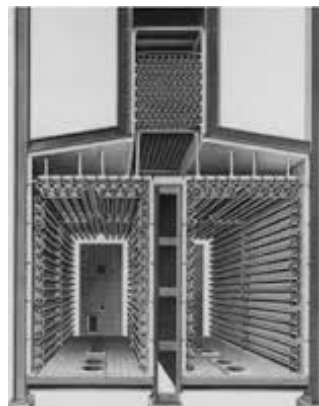
Horno tipo cilíndrico vertical:

En esta disposición los tubos de radiante están colocados verticalmente y la sección como su nombre indica tiene forma cilíndrica con los quemadores colocados en el centro en forma de círculo.



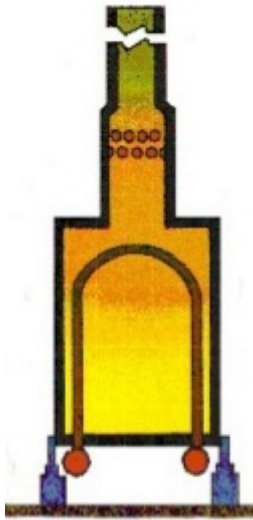
Horno tipo cabina:

En este caso los tubos pueden tener múltiples disposiciones, bien colocados horizontalmente, o bien colocados verticalmente, junto a las paredes o bien en el centro de la sección. Los quemadores a su vez también pueden estar colocados de diferentes maneras, bien en el suelo a lo largo de una línea centrada en el suelo con los tubos a los lados, o con doble fuego, con los tubos situados en el centro y dos líneas de quemadores a ambos lados.



Horno tipo “platforming”:

En este caso los tubos tienen forma de U invertida y se colocan longitudinalmente en una sección tipo cabina con los quemadores en línea bajo los tubos, en este caso el caudal se divide en múltiples pasos, normalmente tantos como tubos en forma de U se tengan, con grandes colectores a la entrada y a la salida del proceso.



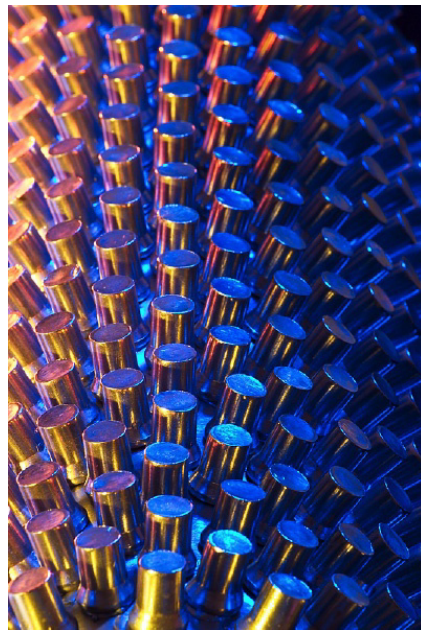
Sección de convección:

La sección de convectiva tiene forma de paralelepípedo, se asemeja a la forma de una caja de cerillas colocada sobre su lomo más fino. Los tubos están aleteados o entetonados con objeto de aumentar la superficie de intercambio de calor, y se colocan longitudinalmente a lo largo de la sección recibiendo los humos en flujo cruzado. Se coloca directamente sobre la radiante tomando los humos de ésta. En esta sección puede colocarse adicionalmente un servicio de vapor y así aumentar la eficiencia del horno.

Tubo aleteado



Tubos entetonados



Sistema de precalentamiento:

En el caso de que se quiera aumentar la eficiencia del horno se puede valorar la adición de un sistema de precalentamiento. En él los humos calientes que salen de la convectiva en lugar de ir directamente a la chimenea pasan antes por un precalentador. Dentro del precalentador los humos ceden calor al aire frío que va a quemadores, hay que tener en cuenta la importancia de un buen diseño del sistema completo, un problema muy usual cuando se dispone de este equipo es la mala distribución del aire precalentado que llega a los quemadores, originando problemas en la combustión en determinados quemadores y desembocando en una disminución del rendimiento de la unidad con respecto a los valores esperados. Adicionalmente tenemos que tener en cuenta el problema de la condensación ácida, condicionado por el punto de rocío de los humos. Más adelante hablaremos de este problema.



Chimenea:

Después de pasar bien por la convectiva o bien por el sistema de precalentamiento los humos van a la chimenea. La chimenea cumple con dos papeles fundamentales, el primero es proporcionar el efecto de succión adecuado que suministra aire a quemadores, a su vez, el horno debe operar con depresión y los humos ser capaces de vencer la pérdida de carga que sufren a través del horno.

Lo que acabamos de mencionar es muy importante, si la presión dentro del horno estuviera muy por debajo de la presión atmosférica entraría mucho aire del exterior y esto implicaría dos cosas, por una parte se perdería rendimiento en el horno y por otra la medida de los analizadores de oxígeno se vería falseada. Éstos son los encargados de controlar que el exceso de aire que empleamos en quemadores es el adecuado. Si entrase demasiado aire del exterior al horno, el operador del horno pensaría que se está funcionando con un exceso de aire por encima del recomendado y actuaría en consecuencia, sin tener una referencia adecuada.

En caso de que se operara por encima de la presión atmosférica por una parte hay que tener en cuenta que tendríamos el problema de la pérdida de rendimiento en el horno asociado a la fuga de humos calientes al exterior sin intercambiar calor con los tubos y, por otra, hay que tener en cuenta que de cara a posibles inspecciones del horno, en caso de que se abriese una compuerta, los humos calientes saldrían hacia afuera quemando al operario.

Adicionalmente, los humos deben tener una velocidad adecuada cuando salgan a la atmósfera y cumplir así con los requerimientos en cuanto a emisiones.

5.-Variables de diseño en hornos de proceso

Factores importantes a tener en cuenta en diseño de hornos:

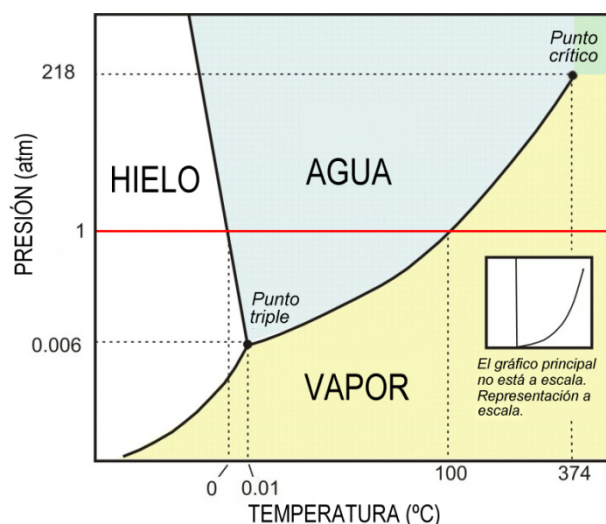
- Tipo de fuel quemado: Se pueden dar dos casos característicos, el primero se produce cuando se quema fuel gas, en este caso se considera combustible “limpio” y se utilizan tubos aleteados en la convectiva. El segundo caso que puede darse es la quema de fuel oil, siendo éste un combustible considerado como “sucio” se recomienda usar tubos entetonados en la convectiva además de la instalación de sopladores (estos instrumentos lanzan vapor sobre los tubos con objeto de limpiarlos y mejorar la transferencia de calor).
- Exceso de aire: La relación aire-combustible es un factor que influye en las temperaturas alcanzadas en el interior de la cámara de radiante así como en la distribución de calor entre radiante y convectiva. Para un diseño fijado, en caso de aumentar el exceso de aire, disminuiría la temperatura alcanzada en la radiante, aumentaría el calor absorbido en convectiva (ya que aumenta el caudal de humos) y a su vez disminuiría también el rendimiento del horno.
- Absorción de calor o duty del horno: Determina cuánto calor va a ser absorbido por el fluido a calentar, la absorción de calor debe ser repartida entre las zonas de radiante y convectiva, por tanto es un factor determinante a la hora del dimensionamiento del horno.
- Pérdidas a través de las paredes: Una buena estimación de las pérdidas es necesaria a la hora de poder conseguir un buen diseño, normalmente se consideran unas pérdidas estándar de 1.5% del calor liberado para hornos sin sistema de precalentamiento y del 2.5% en caso contrario. Estos valores están de acuerdo a los requisitos de API 560, los cuales fijan unos determinados valores máximos de temperaturas de chapa externa, tanto en radiante como en convectiva para unos determinados valores de temperatura ambiente y velocidad del viento.

- Rendimiento: Una vez fijado el combustible a utilizar se puede obtener su poder calorífico mediante su composición química. Con el rendimiento indicado (lo usual es que un cliente requiera un determinado rendimiento) podemos fácilmente calcular la temperatura que se necesita en los humos. Cabe destacar que en caso de requerir rendimientos elevados normalmente se necesitará la instalación de un sistema de precalentamiento.
- Factor de ensuciamiento interno: Varía en función del tipo de fluido y sus características físico-químicas e influye en la transferencia de calor hacia los tubos.
- Nº de pasos: Fundamentalmente están controlados por la pérdida de carga admisible y la velocidad que se quiere alcanzar en el interior de los tubos, es importante conservar una total simetría entre los pasos.
- Diámetro y espesor de los tubos: El diámetro de los tubos normalmente viene controlado por la absorción de calor y la pérdida de carga, el espesor depende de los valores admisibles de presión y temperatura adoptados para el cálculo de la resistencia a rotura y a fatiga de los tubos. Una tabla con diámetros y espesores estándar (Schedule) normalmente usados en la industria se adjunta a continuación:

NPS inches	N.D.	O.D. mm	10	20	30	STD	40	60	XS
1/8	-	10.3	1.24	-	1.45	1.73	1.73	-	2.41
1/4	6	13.7	1.65	-	1.85	2.24	2.24	-	3.02
3/8	10	17.1	1.65	-	1.85	2.31	2.31	-	3.2
1/2	15	21.34	2.11	-	2.41	2.77	2.77	-	3.73
3/4	20	26.67	2.11	-	2.41	2.87	2.87	-	3.91
1	25	33.4	2.77	-	2.90	3.38	3.38	-	4.55
1.1/4	32	42.16	2.77	-	2.97	3.56	3.56	-	4.85
1.1/2	40	48.26	2.77	-	3.18	3.68	3.68	-	5.08
2	50	60.32	2.77	-	3.18	3.91	3.91	-	5.54
2.1/2	65	73.02	3.05	-	4.78	5.16	5.16	-	7.01
3	80	88.9	3.05	-	4.78	5.49	5.49	-	7.62
3.1/2	90	101.6	3.05	-	4.78	5.74	5.74	-	8.08
4	100	114.3	3.05	-	4.78	6.02	6.02	-	8.56
5	125	141.3	3.40	-	-	6.55	6.55	-	9.52
6	150	168.3	3.40	-	-	7.11	7.11	-	10.97
8	200	219.1	3.76	6.35	7.04	8.18	8.18	10.31	12.7

Tabla 1 Diámetros y espesores estándar de tubos

- Flujo térmico hacia los tubos: Normalmente se intenta diseñar con unos flujos térmicos lo más altos posibles (sin sobrepasar unos valores máximos que dependen del servicio del horno), con la intención de minimizar el número y longitud de los tubos empleados. El valor máximo del flujo térmico viene dado usualmente por el tipo de servicio de la unidad y en menor medida por las temperaturas máximas que pueden soportar los diferentes elementos dentro del horno.
- Características del fluido: Conocer las propiedades del fluido de proceso en cada punto es sumamente importante debido a que estamos tratando con hidrocarburos, éstos no se comportan como otros fluidos, por ejemplo el agua. Pensemos en una caldera, en ella circula agua que vaporiza hasta convertirse en vapor, las características del agua en fase líquida y en fase vapor en función de la presión y la temperatura están bien definidas así como su diagrama de fases.



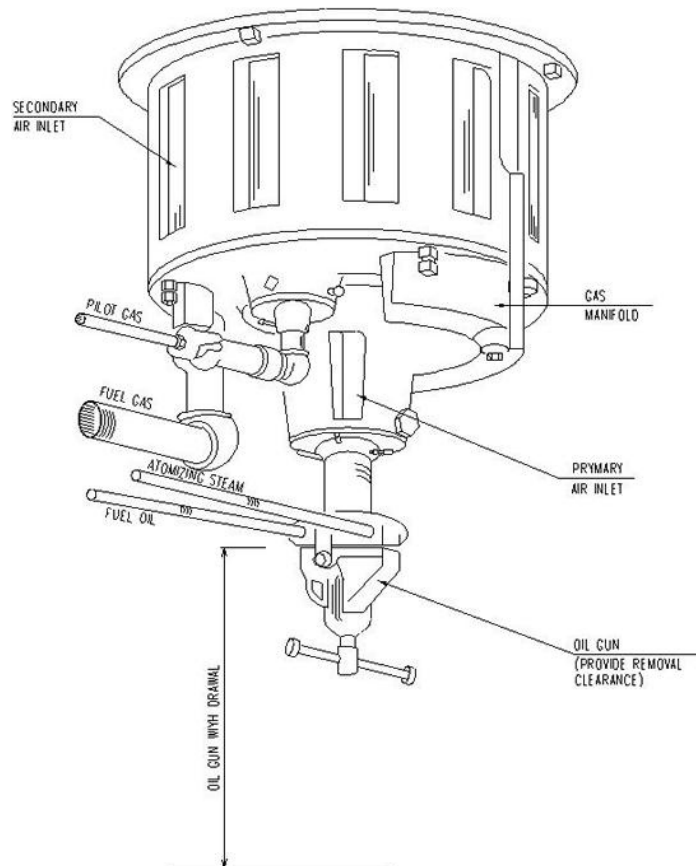
En un horno de proceso el escenario es bien diferente. Al ser un hidrocarburo una mezcla de diferentes fracciones del petróleo, las características tanto de la fase vapor como de la fase líquida variarán dependiendo de qué fracciones se encuentren en cada fase. A su vez puede variar la composición de las corrientes dependiendo de su procedencia y del lugar en el que fue extraído (es decir no tendrá la misma composición un crudo que fue extraído en Arabia Saudí que uno de Sudamérica).

El cálculo detallado que requiere el problema anteriormente citado no formará parte de este proyecto debido a la complejidad que supone implementar una buena modelización del cambio de fase combinado con el modelo de transferencia de calor. Se emplearán aproximaciones para poder calcular las variables de interés.

Se conocerán las características del fluido a la entrada y a la salida del proceso y a la entrada y salida de los serpentines de los servicios de agua y/o vapor. Una buena definición de estas variables es muy importante de cara a caracterizar el coeficiente de película del fluido en el interior de los tubos, pérdida de carga, conductividades, proximidad a la velocidad sónica... El caso más complicado es aquel en que el fluido entra en fase líquida y, en el interior de los tubos empieza a vaporizar saliendo con un cierto porcentaje de vaporizado. Aunque realicemos determinadas aproximaciones este problema es complicado de resolver ya que a medida que el fluido progresa a través de los tubos se calienta, pierde presión y vaporiza. Esto hace que una correcta caracterización de la corriente sea bastante complicada.

- Esbeltez de la sección de radiación: Se define como el ratio altura/ diámetro (horno cilíndrico vertical) o anchura/ altura (horno tipo cabina). Dependiendo de si el horno es de tipo cabina o de tipo cilíndrico-vertical la sección radiante tiene limitaciones que se imponen para poder conseguir una adecuada distribución de la transmisión del calor en la cámara de radiación.
- Dimensiones de la sección de convectiva: La sección convectiva se diseña de manera que se logre una correcta distribución y velocidad de los humos maximizando así la transferencia de calor.
- Zona de choque o shock: Hay que tener en cuenta que en caso de tener una convectiva colocada justo encima de la sección de radiante los primeros tubos de la convectiva recibirán calor por radiación, esta es la denominada zona de choque, y ha de ser tenida en cuenta para un buen diseño del horno.

- Elección de quemadores: En el diseño de la cámara de radiante se ha de tener en cuenta el tipo de quemadores y la liberación de cada uno de ellos, variará su tamaño, la pérdida de carga a través del mismo... Esto afecta a las dimensiones de la radiante ya que la llama nunca puede llegar a tocar ni los tubos, ni las paredes aisladas, además de mantener una determinada distancia tanto a los tubos como a las paredes.
A continuación se adjunta una figura mostrando un quemador típico de fuel gas / fuel oil.



- Punto de rocío: En caso de que se utilice un sistema de precalentamiento, las temperaturas alcanzadas de humos serán más bajas por lo que podría darse el caso de que se produjese condensación ácida en los humos y los ácidos llegasen a corroer materiales a su alcance placas o tubos del precalentador, conductos de humos fríos y chimenea.

6.- Diseño de hornos de proceso, sección radiante:

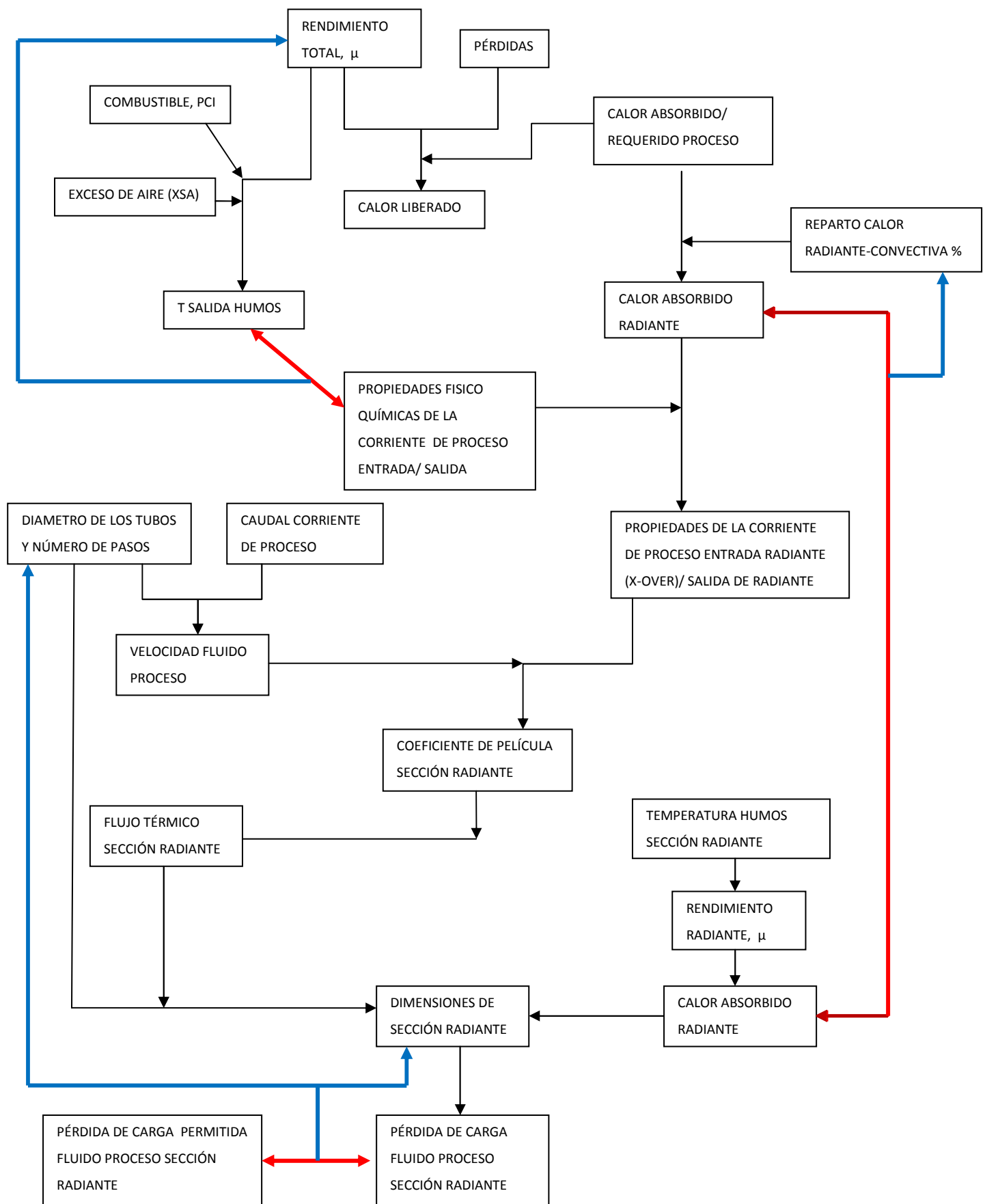
6.1- Esquema/ diagrama de cálculo

En la página siguiente se muestra un esquema que muestra el proceso de cálculo mediante el cual se desarrolla el diseño de un horno en su sección radiante. Éste es un diagrama simplificado del proceso de diseño de un horno, pero incluye las principales variables que influyen en la toma de decisión a la hora de diseñar el equipo. Si bien determinados valores limitantes para ciertas características del horno no se han incluido en el diagrama propuesto, éstos se han tratado de explicar en los puntos siguientes.

En el diagrama se han representado los valores a utilizar como inputs para los diferentes outputs que se van obteniendo a través del proceso de cálculo, el proceso se ha representado mediante líneas y flechas negras.

Las líneas rojas representan variables que deben ser comparadas durante el proceso de diseño, en función del valor de la comparación, se muestra la variable sobre la que podrían tener incidencia (líneas y flechas en color azul) y en último caso modificarse y recomenzar con el proceso de cálculo.

A lo largo del punto 6.2 se muestra el desarrollo teórico propuesto y en el punto 6.3 se procede a realizar el diseño de un horno partiendo desde “cero”.



6.2- Planteamiento teórico:

Teniendo en mente todos los factores anteriormente mencionados se procede al cálculo del horno de la siguiente manera:

- a) Partiendo de un rendimiento dado y, conociendo el poder calorífico del combustible que estamos quemando (para ello basta conocer su composición), el exceso de aire y estimando las pérdidas hallamos una temperatura de los gases a la salida del horno de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb} * PCI \quad \text{Calor liberado por el combustible (1)}$$

$$\dot{Q}_{perd} \quad \text{Calor perdido a través de las paredes}$$

$$\dot{Q}_{proc} \quad \text{Calor cedido a la corriente de proceso}$$

$$\dot{Q}_{stack} = (\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{aire}) * cp_{humos} * (T_{out} - T_{ref}) \quad \text{Calor perdido por la chimenea (4)}$$

Siendo T_{out} la temperatura de salida de los humos de la chimenea, T_{ref} la temperatura de referencia para el cálculo de entalpía (por ejemplo temperatura ambiente) y cp_{humos} el valor del calor específico medio entre ambas temperaturas.

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{Q}_{proc} + \dot{Q}_{perd} + \dot{Q}_{stack} \quad (2)$$

$$\text{Definiremos el rendimiento como: } \eta = \frac{\dot{Q}_{proc}}{\dot{m}_{comb} * PCI} \quad (3)$$

Tomaremos (1) y despejando de (3) el calor absorbido por el proceso lo introduciremos en (2), con lo que queda:

$$\dot{m}_{comb} * PCI = \dot{m}_{comb} * PCI * \eta + \dot{Q}_{perd} + \dot{Q}_{stack}$$

$$1 = \eta + \frac{\dot{Q}_{perd}}{\dot{m}_{comb} * PCI} + \frac{\dot{Q}_{stack}}{\dot{m}_{comb} * PCI}$$

Definimos la siguiente ecuación como (5)

$$1 - \eta - \frac{\dot{Q}_{perd}}{\dot{m}_{comb} * PCI} = \frac{\dot{Q}_{stack}}{\dot{m}_{comb} * PCI}$$

Aplicando el exceso de aire considerado (XSA) y planteando las reacciones de combustión llegamos a una relación del tipo:

$$\dot{m}_{aire} = X * \dot{m}_{comb} \quad X = \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{comb}}$$

Si sustituimos lo anterior en (4) tenemos que:

$$\dot{Q}_{stack} = (1 + X) * \dot{m}_{comb} * c_{p_{humos}} * (T_{out} - T_{ref})$$

Si ahora sustituimos lo anterior en (5) llegamos a la siguiente ecuación:

$$1 - \eta - \frac{\dot{Q}_{perd}}{\dot{m}_{comb} * PCI} = \frac{(1 + X) * c_{p_{humos}} * (T_{out} - T_{ref})}{PCI}$$

En la ecuación anterior podemos despejar la temperatura de salida de los humos teniendo en cuenta lo siguiente: el término de pérdidas por calor es estimado y por tanto su valor deberá ser verificado en la fase de validación del diseño (consideramos 1.5% en caso de tiro natural y 2.5% en tiro forzado) , el calor específico de los humos se puede conocer en base a la composición de los mismos, ésta composición la conocemos ya que hemos realizado el cálculo de las reacciones de combustión para un determinado exceso de aire.

A continuación se muestra una tabla con diferentes poderes caloríficos inferiores para diferentes combustibles:

Fuel Type	Lower Heating Value kJ/kg
Gasoline	
Regular	42.7
Premium	43.5
Iso-Octane	44.8
Diesel	42.5
Methanol	19.7
Ethanol	26.8
E85	29.19
Propane	46.3
Hydrogen	120
Methane	50
Kerosene	43
Benzene	40.2
Toluene	40.6
LPG	46.1

Tabla 2 Poder calorífico inferior de varios combustibles

- b) El calor liberado por los quemadores será tal y como se indica a continuación:

$$\dot{Q}_{\text{liberado}} = \frac{\dot{Q}_{\text{proceso}}}{\eta}$$

- c) En base a nuestra experiencia, dimensionaremos las 2 secciones del horno, la sección radiante y la sección convectiva entre las que se repartirá el calor que se debe suministrar a la corriente de proceso (Q_{rad} y Q_{conv}). Hay que tener en cuenta que como ya se ha explicado anteriormente, en la sección radiante el intercambio de calor viene dado exclusivamente por radiación, el método de cálculo a emplear en esta sección será el siguiente, se fijará el flujo térmico hacia los tubos, hay que tener en cuenta que no se podrá sobrepasar un determinado valor de esta variable ya que podría afectar al material de los tubos, o al fluido que circula por ellos.

Máximas temperaturas a las que pueden estar sometidos los tubos para diversos materiales, API 530:

Materials	Type or Grade	Limiting Design Metal Temperature	
		Degrees Fahrenheit	Degrees Celsius
Carbon steel	B	1000	540
C-1/2Mo steel	T1 or P1	1100	595
1 1/4Cr-1/2Mo steel	T11 or P11	1100	595
2 1/4Cr-1Mo steel	T22 or P22	1200	650
3Cr-1Mo steel	T21 or P21	1200	650
5Cr-1/2Mo steel	T5 or P5	1200	650
5Cr-1/2Mo-Si steel	T5b or P5b	1300	705
7Cr-1/2Mo steel	T7 or P7	1300	705
9Cr-1Mo steel	T9 or P9	1300	705
9Cr-1Mo-Va steel	T91 or P91	1200 ^a	650
18Cr-8Ni steel	304 or 304H	1500	815
16Cr-12Ni-2Mo steel	316 or 316H	1500	815
16Cr-12Ni-2Mo steel	316L	1500	815
18Cr-10Ni-Ti steel	321 or 321H	1500	815
18Cr-10NiCb steel	347 or 347H	1500	815
Ni-Fe-Cr	Alloy 800H	1800 ^a	985
25CR-20Ni	HK-40	1850 ^a	1010

Tabla 3 Temperatura máxima de diseño para diversos materiales

- d) A continuación, en base a la separación entre las dos secciones anteriormente descritas calcular las propiedades del fluido de proceso en el punto que separa las dos secciones, radiante y convectiva. De aquí en adelante este punto lo denominaremos con el nombre de crossover.

Una combinación posible de propiedades a estimar podría ser la siguiente: conductividad, calor específico, viscosidad y densidad.

Estas propiedades pueden no venir dadas exactamente de esta manera, se puede facilitar el peso molecular, los grados API, la gravedad específica (SG)...

Suministrar características del fluido como las mencionadas para caracterizar corrientes es usual dentro de la industria del petróleo, se definen tal como sigue:

$$SG = \frac{\rho_{fuel}}{\rho_{agua}}$$

$$API_{gravity} = \frac{141.5}{SG} - 131.5$$

- e) Con lo anteriormente descrito podemos empezar a caracterizar el proceso de transferencia de calor a través de los tubos. Primero hallaremos los coeficientes de película del fluido de proceso, para ello necesitaremos el número de Prandtl y el Reynolds. Cabe la posibilidad de que el flujo sea bifásico, en este caso habrá que poner especial cuidado en el cálculo. Las fórmulas utilizadas son las siguientes:

$$Re = \frac{\rho * v * D_{in}}{\mu}$$

$$Pr = \frac{\mu * c_p}{k}$$

Hallaremos el número de Nusselt teniendo en cuenta flujo interno y convección forzada, correlación de Dittus & Boelter:

$$Nu = A * Re^b * Pr^c$$

Con el Nusselt podremos sacar el coeficiente de película interno:

$$h = \frac{Nu * k}{D_{in}}$$

En el caso de tener un flujo bifásico las posibilidades para hallar el coeficiente de transferencia de calor mediante aproximaciones son múltiples. Algunas aproximaciones básicas irían desde partir de unos Reynolds y Prandtl medios hasta utilizar expresiones diferentes para el Nusselt (caso líquido o vapor) y luego hallar una media.

Como continuación al comentario anterior es bastante usual que se produzca cambio de fase a través de los tubos, en este caso el coeficiente de película cambiará, el método de cálculo empleado para resolver el problema es dividir el número de tubos en 2 secciones una con una sola fase y la otra con dos, obteniendo para cada una un coeficiente de película diferente.

Si se da el caso en el que se tienen diferentes diámetros deberemos proceder de forma similar a la mencionada anteriormente para el caso del cambio de fase.

Dividiremos los tubos en zonas, en función del diámetro del tubo y de si tiene una sola fase o no. Por ejemplo podría darse el caso de que entráramos al horno con un flujo líquido, éste comenzara a vaporizar en un determinado punto y alcance un vaporizado del 100 % en otro punto antes de la salida del horno, para hacer el ejemplo aún más completo supongamos que los últimos tubos presentan una gran velocidad del flujo debido a la alta vaporización y se ha de incrementar el diámetro de los mismos.

Con la configuración del ejemplo antes descrita podríamos analizar los siguientes tramos:

- 1- Diámetro menor y 100% líquido
- 2- Diámetro menor y dos fases
- 3- Diámetro menor y 100% gas
- 4- Diámetro mayor y 100% gas

- f) Con el coeficiente de película interno y el flujo de calor hacia los tubos por unidad de superficie (de aquí en adelante \dot{C}_{rad} , Kcal/hm²) podemos averiguar el salto térmico debido a la convección del fluido:

$$\Delta T_{conv} = \frac{\dot{C}_{rad} * FF}{h_{conv}}$$

Siendo FF un factor de forma que dependerá del dimensionamiento de la sección radiante, los factores que afectan a esta variable son el tipo de horno, ya sea de cabina, cilíndrico vertical, etc... Y las dimensiones de los tubos y el espaciamiento entre ellos.

- g) Ahora debemos averiguar el incremento de temperatura por conducción:

$$\Delta T_{cond} = \frac{\dot{C}_{rad} * FF * E_{tubo}}{k}$$

En este caso aplicamos el factor de forma de la misma manera que en el caso anterior.

Con esto ya podríamos calcular la temperatura de los tubos en toda la sección de radiante

$$T_{tubo} = \Delta T_{conv} + \Delta T_{cond} + T_{fluido}$$

Una forma sencilla de proseguir con los cálculos es determinar la temperatura del tubo a la entrada y a la salida del horno, hacer una media y suponer esta temperatura de metal constante para toda la sección de radiante.

Antes de continuar con los cálculos se ha de hacer la siguiente aclaración, las temperaturas de tubo anteriormente halladas corresponden a propiedades medias. Con objeto de poder diseñar el horno, en caso de que queramos comprobar la temperatura máxima a la que se va a ver sometidos los tubos, debemos aplicar las condiciones más severas a las que se verán sometidos los tubos y compararlas con los valores de referencia incluidos en el la tabla 3. Las peores condiciones suelen darse a la salida del horno en la sección radiante, que es el lugar en que se alcanza mayor temperatura.

- h) Con todos los cálculos mencionados y aplicando algunas correlaciones adicionales estamos en condiciones de calcular la temperatura de los humos a la salida de la sección de radiante, habiendo calculado esta temperatura podemos aplicar la fórmula del punto a) para calcular el rendimiento que obtendríamos si únicamente existiese la sección de radiante:

$$\eta_{rad} = 1 - \frac{\dot{Q}_{perd}}{\dot{m}_{comb} * PCI} - \frac{(1 + X) * c_{p_{humos}} * (T_{outrad} - T_{ref})}{PCI}$$

- i) El siguiente paso es calcular la longitud necesaria de los tubos para poder recibir el calor que demandan, sabiendo el flujo térmico hacia los mismos el cálculo es sencillo:

$$S_{rad} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{C_{rad}}$$

$$L_{tot,rad} = \frac{S_{rad}}{\pi * D_{ext}}$$

En caso de tener que calcular la longitud de los tubos existiendo tubos de diferente diámetro en la sección radiante se necesitaría saber el número de tubos del primer diámetro y del segundo, tengamos en cuenta que normalmente un cambio de diámetro viene condicionado bien por una alta velocidad del fluido a la salida (cercana a la sónica) o bien por una elevada pérdida de carga motivada por un alto grado de vaporización a la salida del horno. Usualmente el procedimiento de cálculo será tal que buscamos un diseño con un determinado diámetro de los tubos y viendo que no cumple una o ambas de las condiciones anteriormente descritas empezamos a poner tubos de mayor diámetro hasta cumplir con las condiciones exigidas:

$$S_{rad} = NT_1 * L_{tub} * \pi * D_{ext1} + NT_2 * L_{tub} * \pi * D_{ext2}$$

$$L_{tot,rad} = L_{tub} * NT_1 + L_{tub} * NT_2$$

Si despejamos L_{tub} de esta última ecuación y lo introducimos en la anterior llegamos a la siguiente expresión para la longitud total:

$$L_{tot,rad} = \frac{S_{rad} * (NT_1 + NT_2)}{NT_1 * \pi * D_{ext1} + NT_2 * \pi * D_{ext2}}$$

(*) Se define L_{tub} como la longitud teniendo en cuenta la existencia de codos, es decir la longitud del tubo más la longitud de un codo.

- j) A continuación calcularemos el número de tubos de la sección de radiante, en este apartado se incluye el concepto de esbeltez, si suponemos una sección cilíndrico vertical:

$$ES = \frac{H_{rad}}{D_{rad}} \quad \text{Siendo } H_{rad} \text{ la altura de la sección radiante y } D_{rad} \text{ su diámetro.}$$

Lo más usual es que busquemos una esbeltez lo más grande posible para minimizar el número de tubos y codos a utilizar, un valor máximo recomendado por API para este tipo de hornos es 2.75.

Para simplificar los cálculos sustituiremos H_{rad} por L_{tub} . Hay que tener en cuenta que esto es una aproximación, ya que dependiendo del estándar que se utilice se requerirán unas determinadas distancias adicionales de tubo a refractario.

$$NT_{rad} = \sqrt{\frac{L_{tot,rad} * \pi}{D_{t-t} * ES}} \quad \text{Siendo } D_{t-t} \text{ la distancia entre tubos (2 o 3 diámetros nominales usualmente).}$$

Estos serían los tubos mínimos a los que habría que ir en la sección de radiante, ahora teniendo en cuenta el número de pasos hay que poner un número de tubos apropiado, es decir si $NT=30.5$ y tenemos 4 pasos tendremos que irnos al menos a 32 tubos en la sección de radiante.

- k) En este punto ya hemos conseguido hallar la configuración de los tubos en la sección radiante, para verificar el diseño térmico tenemos que aplicar la ecuación del punto a).

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{m}_{comb} * PCI - \dot{Q}_{humos,rad} - \dot{Q}_{perd} \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{humos,rad} = (\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{aire}) * H_{humos,rad}$$

$$\dot{Q}_{perd} = Y * \dot{m}_{comb} * PCI \quad \text{Siendo } Y \text{ una fracción del calor liberado.}$$

Sabemos la temperatura de salida de los humos de la sección de radiante por lo que con su entalpía y las pérdidas en la sección podemos averiguar el calor transmitido a los tubos, ahora debemos comparar este valor con el que habíamos supuesto al principio del reparto entre las secciones punto c).

Si los valores obtenidos son lo suficientemente próximos el cálculo térmico se daría por finalizado, en caso contrario se debe volver al punto c), repartir de nuevo el calor entre las secciones en base al calor obtenido en (6) y repetir el proceso de cálculo.

- l) Una vez verificado el cálculo térmico de la sección de radiante debemos comprobar si el cálculo de la pérdida de carga a través de los tubos está dentro de los valores admisibles. Dentro de este punto pueden darse múltiples casos:
- 1 única fase líquida.
 - 1 única fase vapor.
 - 1 única fase líquida a la entrada y 2 fases a la salida.
 - 1 única fase líquida a la entrada y una única fase vapor a la salida
 - 2 fases a la entrada y 2 fases a la salida.

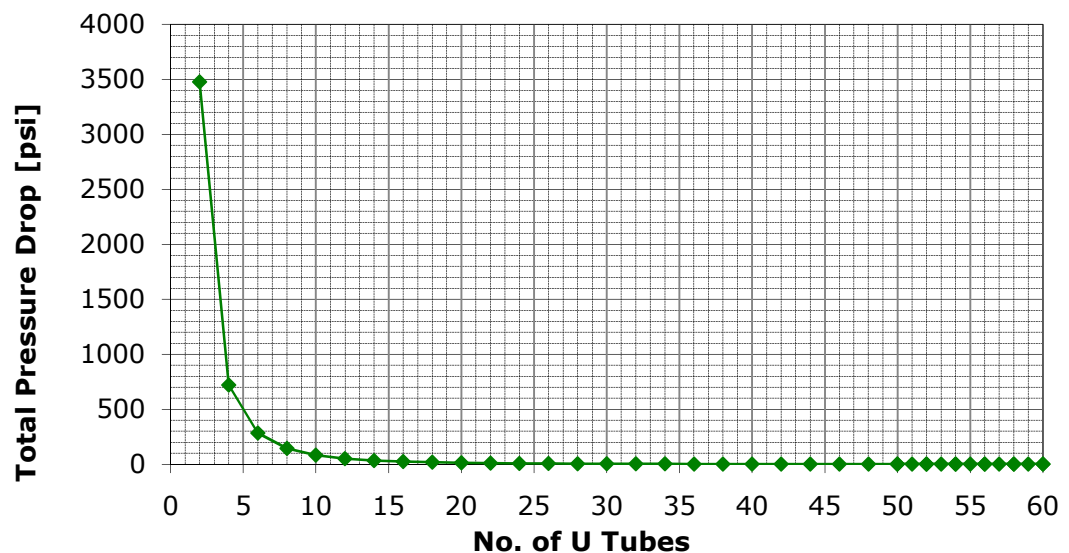
A su vez no podemos olvidarnos del posible cambio de diámetro.

m) El procedimiento de cálculo empleado en este punto tras haber identificado cuál de los casos anteriores estamos calculando es el siguiente:

- Hallamos el valor del Reynolds del flujo, consideraremos flujo turbulento.
- Con el valor del Reynolds hallaremos el factor de fricción de Moody.
- Teniendo este valor podremos hallar la pérdida de carga a través de la tubería mediante la ecuación de darcy- weisbach.

En este caso si se produce vaporización a través de los tubos o bien cambio de diámetro se produce la misma situación que en el caso del cálculo del coeficiente de película, dividiremos en varias partes la tubería y calcularemos la pérdida de carga correspondiente a cada uno de los tramos.

Un ejemplo de la pérdida de carga asociada a un horno de tipo platforming en función del número de tubos:



n) Si tras el cálculo anterior comprobamos que estamos dentro de los límites aceptables de pérdida de carga podremos dar por finalizado el cálculo de la sección de radiante. En caso contrario el procedimiento será el siguiente:

- Veremos en qué magnitud varía la pérdida de carga permitida respecto a la calculada, en caso de ser la diferencia muy elevada deberemos plantearnos un diseño alternativo, bien aumentando el número de pasos (disminuyendo la velocidad a través de los tubos) o bien aumentando el diámetro de los tubos.
- Si la diferencia anterior no es demasiado elevada y nos interesa mantener un diseño similar al que hemos planteado inicialmente, pasaremos a ir sustituyendo los tubos existentes por tubos de mayor diámetro a la salida* que es el lugar en el que se suelen dar mayores velocidades debido a la vaporización.

*Nota: Se ha de destacar que el programa de cálculo se encuentra implementado de tal manera que en el momento que decidimos comenzar a sustituir tubos de menor diámetro por otros de mayor diámetro, volvemos al principio del cálculo ya que la longitud de los tubos será modificada.

o) El cálculo procede de la siguiente manera:

- Añadimos un primer tubo de mayor diámetro y calculamos de nuevo toda la sección radiante con la nueva configuración pero manteniendo el número de tubos totales.
- Si la pérdida de carga se encuentra ahora dentro de los valores admisibles daremos por bueno el diseño, en caso contrario continuaremos añadiendo tubos y procediendo con el cálculo de la misma manera hasta conseguir un diseño aceptable.

p) Ahora estamos en condiciones de aceptar el diseño que hemos propuesto a falta de ciertas comprobaciones, como por ejemplo la distribución de los quemadores. Puede darse el caso de que dentro del círculo de tubos que hemos propuesto el número de quemadores apropiado no cumpla con las distancias mínimas de quemadores a tubo necesarias para evitar el contacto entre la llama y los tubos. También habrá que comprobar la altura de llama con respecto a la altura de la radiante.

- q) Llegados a este punto estaríamos en disposición de comenzar el cálculo de la sección convectiva, en este proyecto no entraremos en el cálculo explícito de la misma. Como introducción a su cálculo algunos aspectos a tener en cuenta serían estos:
- La convectiva se ha de dimensionar de modo que los humos presenten una buena distribución a través de la sección, es decir sin recirculaciones ni caminos preferentes.
 - Las velocidades de humos deben ser adecuadas, a mayor velocidad, se tiene un mejor coeficiente de transferencia de calor pero a costa de reducir la longitud de los tubos el número de estos por fila.
 - La distribución de aletas o tetones sea también adecuada, al aumentar ésta aumenta la superficie expuesta.
 - Se ha de seguir prestando atención a los valores del flujo térmico hacia los tubos, que tal y como expusimos para la sección de radiación, no habrán de sobrepasar un determinado límite.
- r) En una fase posterior se deberá comprobar que el espesor de los tubos cumple con los requisitos mínimos de resistencia para diseño elástico y frente a fatiga, se deberá calcular la altura de la chimenea para poder proporcionar el tiro necesario para que el horno opere con depresión, se deberá comprobar qué refractario y qué espesor tendrá que tener ya que la chapa externa del horno no podrá superar una determinada temperatura y algunas comprobaciones adicionales.
- s) Finalmente y a modo de nota para el diseño se recuerda que se puede incluir o no en el cálculo la zona de shock o primera fila de tubos de convectiva, (en caso de que la llama los vea) esto afectará a la superficie de la radiante, si se tiene en cuenta ésta se reducirá en caso contrario tendremos más superficie de la calculada y el rendimiento del horno calculado será inferior al real.

6.3 - Simulación de un diseño de horno y resultados:

A continuación estudiaremos el comportamiento del horno y de las distintas variables de diseño a medida que modificamos ciertos parámetros, para ello reproduciremos el proceso de diseño del horno desde el principio, tal y como se haría al comenzar con un diseño completamente nuevo:

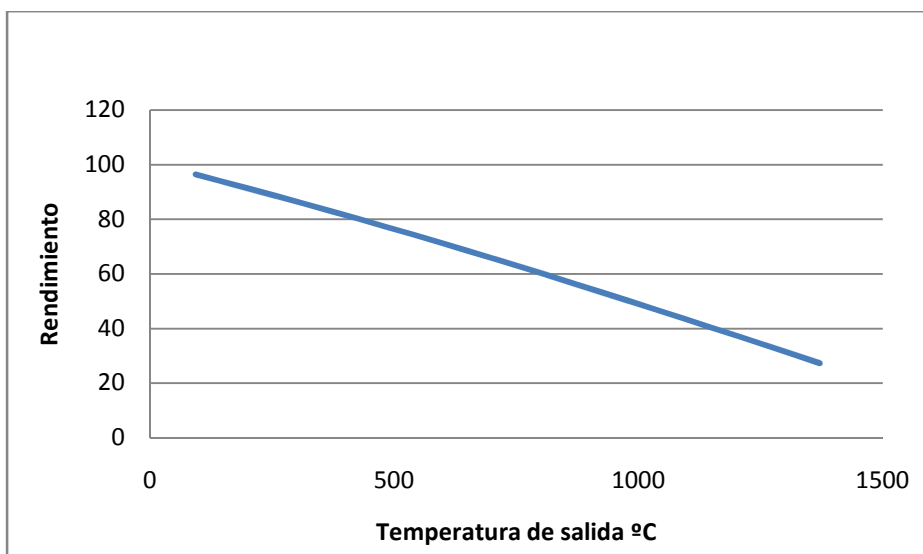
6.3.1- Tipo de Fuel y Exceso de aire:

Para nuestras simulaciones seleccionaremos como combustible al horno una composición típica de **gas natural**, (fuente naesb.org, North American Standards Board)

Component	Typical Analysis (mole %)	Range (mole %)
Methane	94.9	87.0 - 96.0
Ethane	2.5	1.8 - 5.1
Propane	0.2	0.1 - 1.5
iso - Butane	0.03	0.01 - 0.3
normal - Butane	0.03	0.01 - 0.3
iso - Pentane	0.01	trace - 0.14
normal - Pentane	0.01	trace - 0.04
Hexanes plus	0.01	trace - 0.06
Nitrogen	1.6	1.3 - 5.6
Carbon Dioxide	0.7	0.1 - 1.0
Oxygen	0.02	0.01 - 0.1
Hydrogen	trace	trace - 0.02

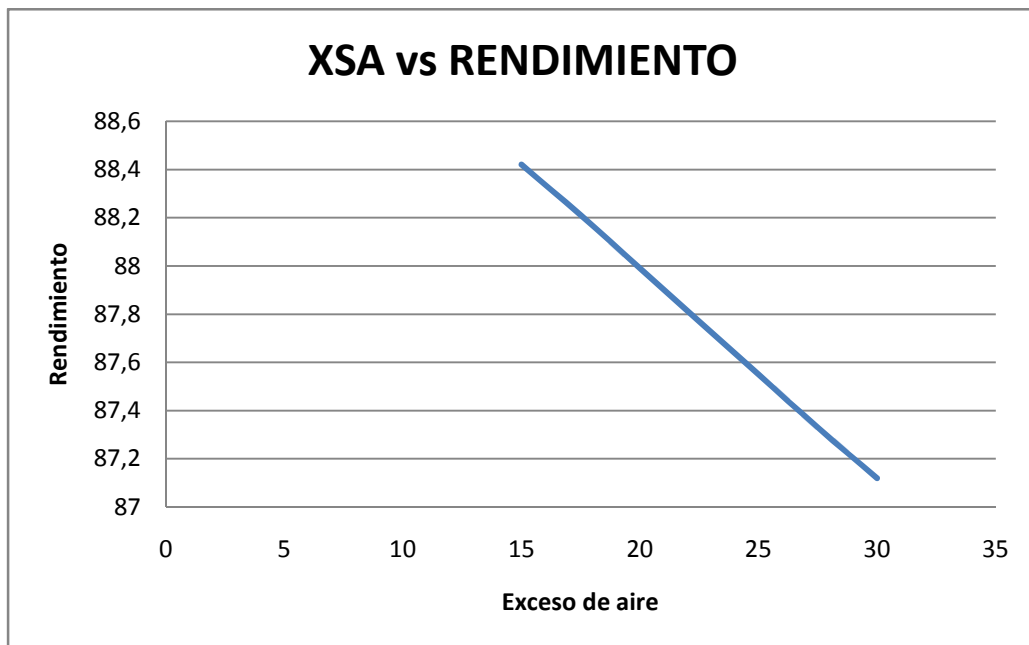
Tabla 4 Poder calorífico inferior de varios combustibles

Como primera simulación veamos cómo afecta la temperatura de humos al rendimiento del horno para un determinado exceso de aire, en este caso del 15 %



Como podemos observar en la anterior gráfica existe una relación cuasi-lineal entre el rendimiento del horno y la temperatura de salida de humos, el problema es que tal y como hemos explicado anteriormente, la temperatura de los humos no podrá estar por debajo de un determinado valor, que vendrá dado por la temperatura de entrada del fluido de proceso, es decir supongamos que nuestro fluido de proceso entra en la convectiva a 200°C la temperatura mínima de salida de los humos serán como mínimo esos 200°C más un determinado salto de temperatura. En caso de tener precalentador se deberá cumplir con la restricción anterior y adicionalmente los humos no podrán disminuir su temperatura por debajo de la temperatura de condensación ácida.

Veamos ahora cómo influye el exceso de aire en el rendimiento del horno si fijamos la temperatura de humos:

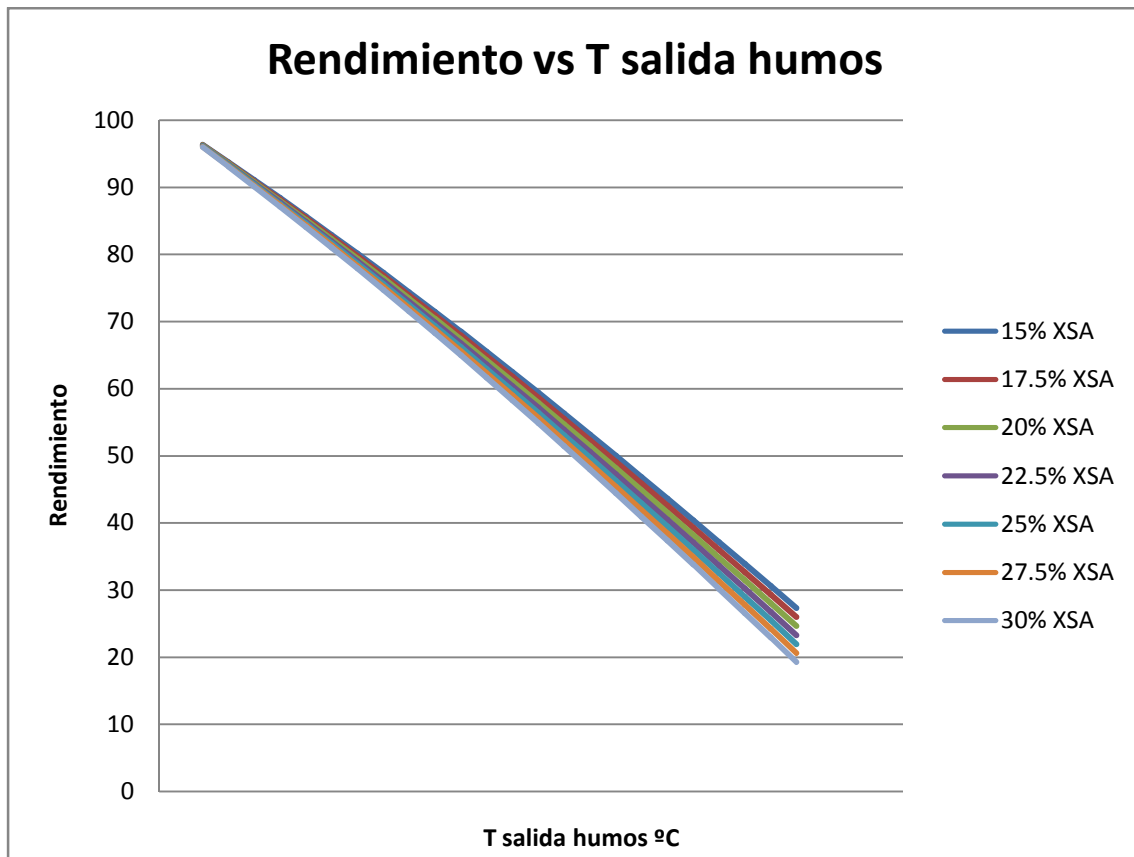


Tal y como podíamos prever se observa una tendencia lineal decreciente al comparar el exceso de aire frente al rendimiento, manteniendo la temperatura de salida de humos constante.

El resultado es esperable ya que a medida que debemos emplear más calor en calentar más aire disminuye en una proporción similar el calor absorbido por los tubos.

Posteriormente observaremos cómo influye a su vez, el exceso de aire tanto en la temperatura en la cámara de radiación como en el reparto del calor absorbido entre la radiante y la convectiva.

Por último veamos la variación del rendimiento frente a la temperatura de salida de humos para diferentes excesos de aire:



En esta última gráfica podemos observar más claramente cómo afecta el aumento del exceso de aire al rendimiento para un rango de temperaturas considerado, si bien vemos que para altos rendimientos las diferencias no son demasiado grandes, según vamos aumentando la temperatura de salida de humos las diferencias son apreciables.

6.3.2- Temperatura de salida de humos y rendimiento:

Una vez seleccionado el combustible a utilizar (gas natural), delimitado el exceso de aire (15%) y el rendimiento a lograr debemos determinar la temperatura de humos.

Cabe comentar que en este proyecto, el cálculo se realizará teniendo en cuenta un rendimiento determinado, si el rendimiento no estuviese previamente definido deberíamos buscar una temperatura de humos que dependería de la temperatura de entrada del fluido de proceso (recordemos que éste entra por la parte alta de la convectiva). Esta temperatura no debe ser demasiado alta ya que disminuiría el rendimiento global, ni demasiado pequeña ya que perjudicaríamos la transferencia de calor entre los humos y los tubos.

De cara a nuestras simulaciones consideraremos una diferencia de temperaturas entre la salida de los humos y la entrada del proceso de 125 °C. Este salto térmico es muy conservador, pudiendo rebajarse en mayor medida de cara a poder aumentar el rendimiento del horno sin comprometer la transferencia de calor desde los humos a los tubos.

Supongamos que nos han especificado un horno con una temperatura de entrada del proceso de 200°C.

Si aplicamos el salto definido anteriormente, nuestro cálculo debería estar basado en una temperatura de salida de humos de 325°C, ésta temperatura para las bases de diseño especificadas anteriormente corresponde a un rendimiento del 85.23% eso sin tener en cuenta las pérdidas, supongamos unas pérdidas del 2%, entonces el rendimiento se quedaría en un 83.23%.

A la vista de este resultado deberemos preguntarnos lo siguiente, ¿es aceptable este valor para nuestros propósitos? En caso de que la respuesta sea positiva continuaremos con nuestros cálculos, si no es así deberemos plantearnos cómo incrementar la eficiencia, bien con la adición de servicios adicionales, ya sea recalentamiento de vapor o evaporación de agua, o bien con la instalación de un sistema de precalentamiento.

Tomando como referencia el ejemplo antes expuesto supondremos que se nos requiere un rendimiento del 83.23% (en el apartado 4 veremos cómo mejorar éste valor) y una temperatura de salida de humos correspondiente de 325°C.

6.3.3- Especificación del proceso, absorción de calor y calor liberado por los quemadores:

Siguiendo con el punto anterior, continuaremos nuestro diseño con los datos referentes a la corriente de proceso, partiremos de los siguientes datos:

$$\dot{Q}_{proc} = 10 \text{ MM Kcal/h Calor requerido por la corriente de proceso}$$

El calor liberado en los quemadores sería el siguiente $\dot{Q}_{lib} = \frac{\dot{Q}_{proc}}{\eta} = 12.01 \text{ MMKcal/h}$

Ahora ya conocemos la liberación de los quemadores pero no podemos seleccionarlos hasta que no conozcamos las dimensiones de la cámara de radiación, ya que el modelo de quemador a seleccionar dependerá de la altura de la radiante y de la distancia a los tubos de proceso.

Para nuestros cálculos tomaremos una corriente que entrará vaporizada en un 11% por la convectiva a una temperatura de 200°C y saldrá en vaporizada en un 40% a una temperatura de 350°C por la radiante.

Adoptaremos la siguiente nomenclatura:

Calor específico: C_p (Kcal/kg °C)

Conductividad térmica: K (Kcal/h m °C)

Viscosidad dinámica: μ (cent poise)

Densidad: ρ (kg/m³)

Los datos que necesitamos sobre la corriente son los siguientes:

	Fase líquida	Fase vaporizada
Entrada de proceso (200°C) 89% liq-11%vap	$C_{pin-liq} \quad K_{in-liq} \quad \mu_{in-liq} \quad \rho_{in-liq}$	$C_{pin-vap} \quad K_{in-vap} \quad \mu_{in-vap} \quad \rho_{in-vap}$
Salida de proceso (350°C) 60% liq-40%vap	$C_{pout-liq} \quad K_{out-liq} \quad \mu_{out-liq} \quad \rho_{out-liq}$	$C_{pout-vap} \quad K_{out-vap} \quad \mu_{out-vap} \quad \rho_{out-vap}$

6.3.4- Reparto de calor, y propiedades en el crossover:

El calor del proceso deberemos dividirlo en 2 secciones, por una parte tenemos la convectiva y por otra la radiante, a partir de ahora consideraremos un reparto del 65% del calor absorbido en radiante y un 35% en convectiva.

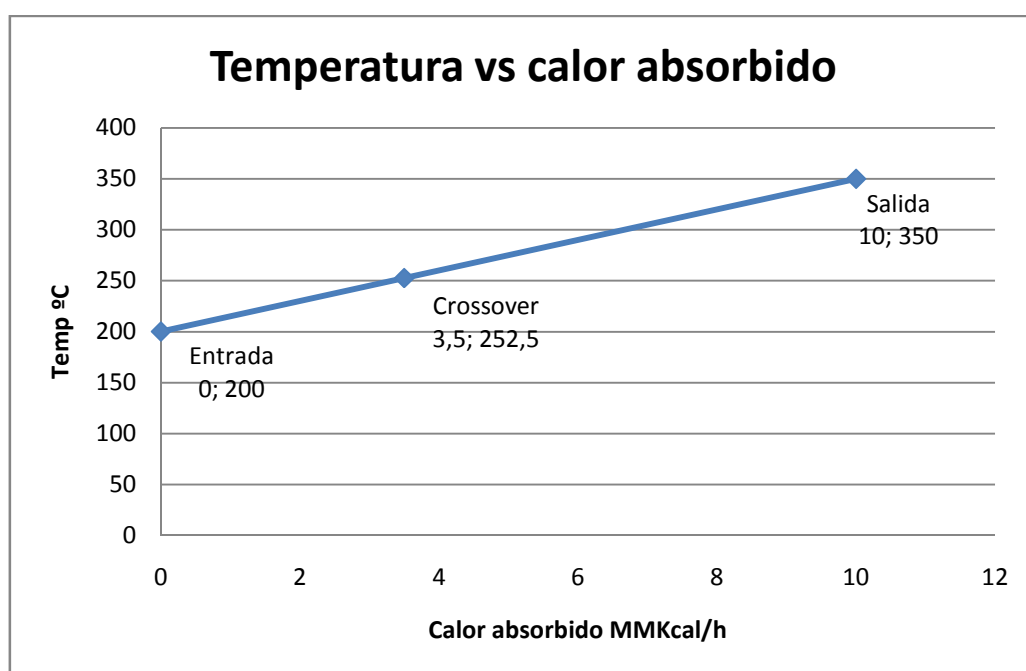
En este momento podemos dividir el diseño de la sección de radiante y convectiva por lo que a partir de este punto nos centraremos en dimensionar la radiante.

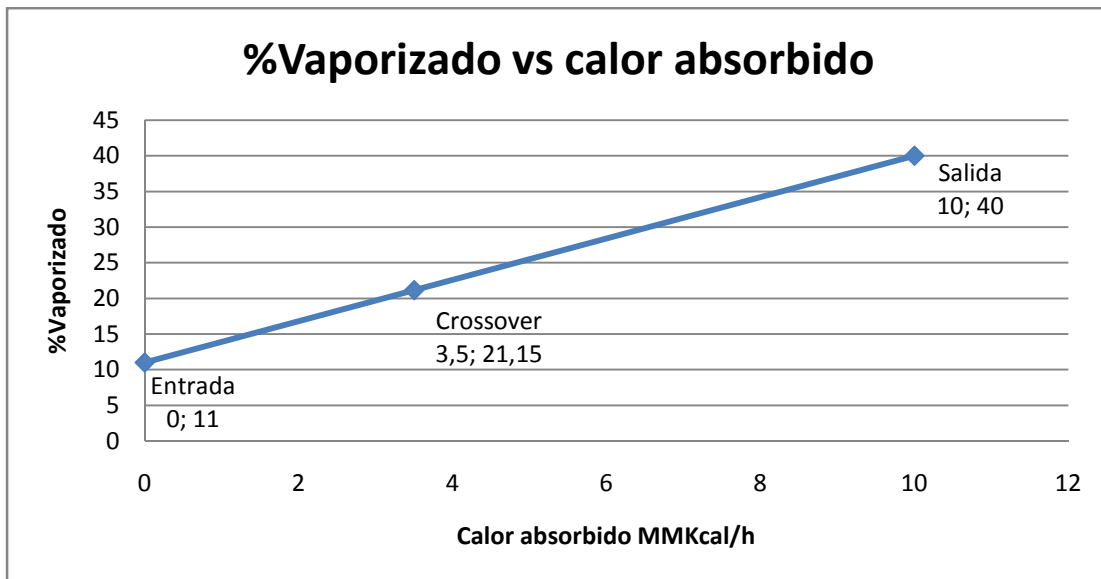
Para ello calcularemos las propiedades del fluido en el punto de unión entre la radiante y la convectiva (crossover).

Esto último no es tarea fácil, ya que tal y como hemos definido nuestro fluido de proceso, debemos conocer las curvas de vaporización del fluido, así como información completa acerca de temperaturas, entalpías, presiones, calor de vaporización...

Tomaremos la siguiente aproximación: las características del fluido tales como temperatura, grado de vaporización y características de las fases variarán linealmente con el aporte de calor recibido entre la entrada y la salida.

Por tanto los perfiles considerados de temperaturas y grado de vaporización serán los siguientes:





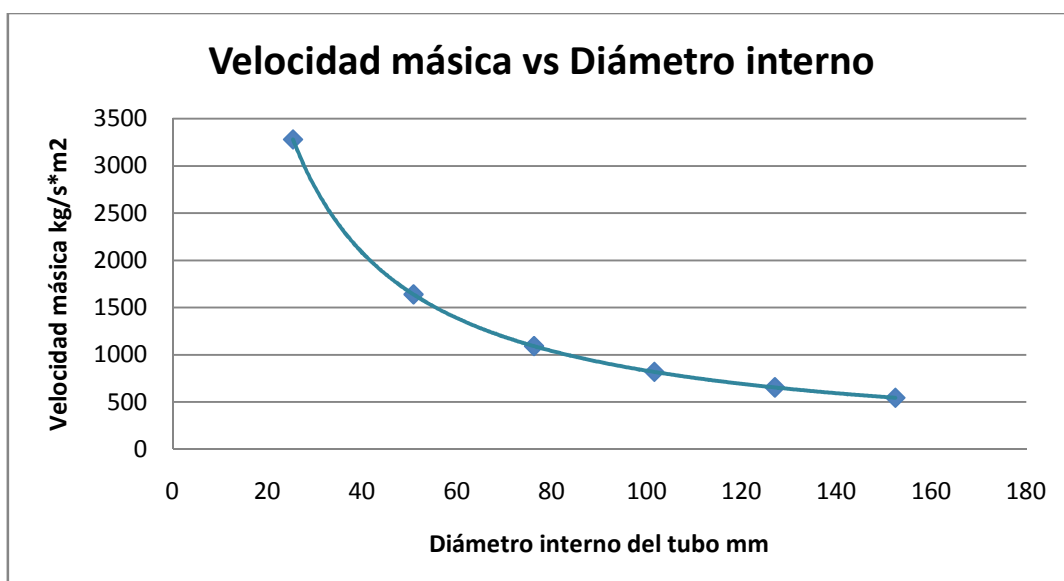
6.3.5- Velocidad del fluido y cálculo del coeficiente de película:

Ahora que ya hemos definido las propiedades en el crossover debemos seleccionar el diámetro del tubo. Supondremos que el flujo másico total del fluido de proceso en el interior de los tubos es de 150000 kg/h.

Siendo NP es el número de pasos y D_{int} el diámetro interno del tubo, entonces la velocidad másica en el interior de los tubos en función del diámetro será:

$$v_{fluidoproc} = \frac{4 * \dot{m}_{proc}}{3600 * NP * \pi * (D_{int})^2} \quad (\text{kg/s} \cdot \text{m}^2)$$

Elegiremos 2 pasos con lo que tenemos los siguientes resultados:



Escogeremos como referencia un flujo de $1000 \text{ kg/s}\cdot\text{m}^2$, de los diámetros estándar que tenemos escogeremos el que más nos haga acercarnos a este valor (véase tabla 1). El diámetro externo escogido es 168.3 mm y Sch-40 lo que se traduce en 7.11 mm de espesor y por tanto un diámetro interno de 154.08 mm. El flujo en el interior de los tubos es de 1117 kg/s m^2 .

Ahora ya tenemos todos los datos necesarios para poder calcular el Reynolds y el Prandtl y con ellos el coeficiente de película en el interior de los tubos.

Las propiedades de referencia utilizadas en el cálculo son las siguientes:

Entrada	Liq entrada	Vap entrada
cp	0,688	1,056
k	0,092	0,130
μ	0,281	0,016
ρ	643	18,4

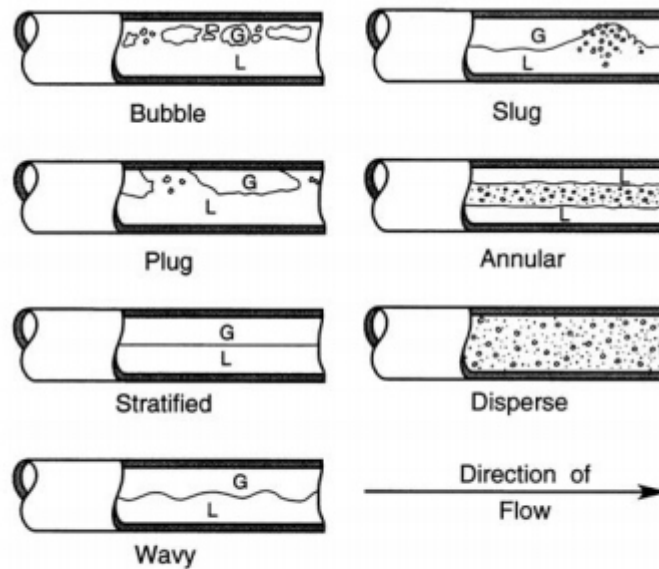
Crossover (propiedades prorrateadas)	Liq crossover	Vap crossover
cp	0,709	0,981
k	0,107	0,125
μ	0,248	0,018
ρ	618,5	22,5

Salida	Liq Salida	Vap Salida
cp	0,749	0,842
k	0,134	0,114
μ	0,186	0,021
ρ	573	30,1

Tabla 5 Propiedades de la corriente de referencia

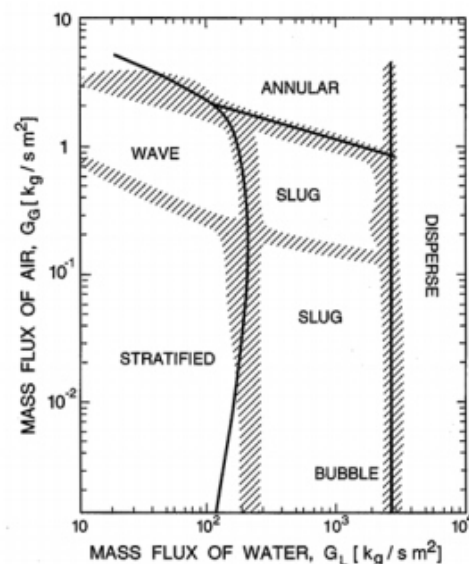
Llegados a este punto debemos decidir el método mediante el cual vamos a realizar el cálculo del coeficiente de película, un cálculo riguroso, debería analizar el tipo de flujo bifásico que tenemos, el mismo dependerá de las propiedades de las fases, el grado de vaporización, la velocidad del fluido y la orientación de los tubos (horizontal o vertical).

Como ejemplo de la complejidad de este problema a continuación se adjuntan algunas figuras mostrando los casos posibles para una mezcla de aire-agua en una tubería horizontal de 51 mm (“Fundamentals of multiphase flow”, Cristopher E Brennen, Caltech):



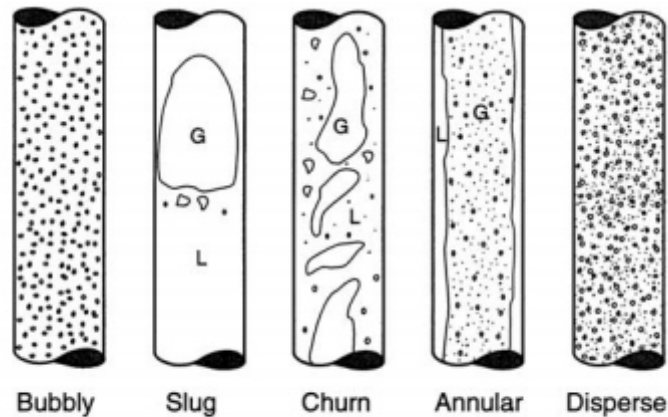
Sketches of flow regimes for flow of air/water mixtures in a horizontal, 5.1cm diameter pipe. Adapted from Weisman (1983).

Y a continuación los resultados experimentales frente a los teóricos previstos para las condiciones anteriormente citadas:

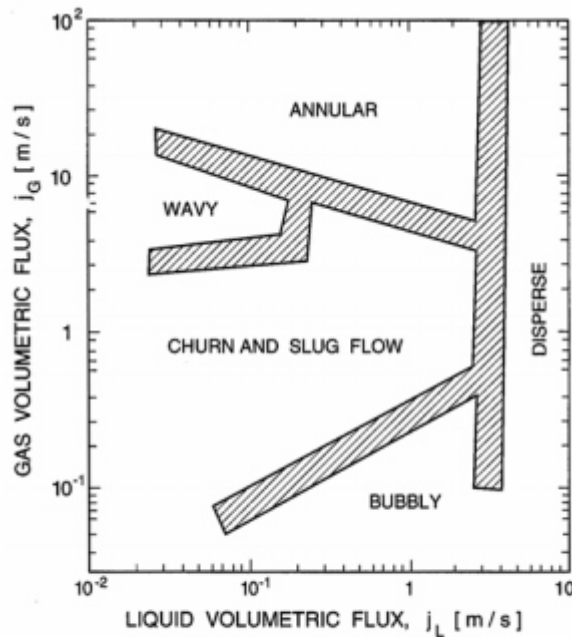


Flow regime map for the horizontal flow of an air/water mixture in a 5.1cm diameter pipe
Hatched regions are observed regime boundaries, lines are theoretical predictions. Adapted from Weisman (1983).

Para una tubería vertical de 25 mm en este caso los diagramas de flujo y los resultados experimentales y teóricos son los siguientes:



Sketches of flow regimes for two-phase flow in a vertical pipe.
Adapted from Weisman (1983).



A flow regime map for the flow of an air/water mixture in a vertical, 2.5 cm diameter pipe showing the experimentally observed transition regions hatched

Tal y como vemos si el análisis de una mezcla agua aire es complicada, la complejidad del problema se hace mucho mayor al tener fracciones del petróleo, debido a las propiedades cambiantes del flujo a medida que el fluido vaporiza, cambia su temperatura y presión.

Por todo lo anterior adoptaremos la siguiente aproximación, hallaremos un único coeficiente de película para la entrada, el crossover y la salida. Este coeficiente de película lo hallaremos en función de las propiedades medias prorrateando con los valores de las propiedades para líquido y vapor.

Antes de mostrar los resultados de las propiedades medias, debemos remarcar que el cálculo de la densidad media se realiza mediante el volumen específico, es decir con la siguiente fórmula:

$$\frac{1}{\rho_{mix}} = \frac{x}{\rho_{vap}} + \frac{(1-x)}{\rho_{liq}}$$

Donde x representa la fracción másica de gas en la corriente total de proceso.

Los resultados son los siguientes:

	Mix entrada 11% vap	Mix crossover 21.15% vap	Mix salida 40% vap
cp	0,728	0,749	0,786
k	0,097	0,107	0,126
μ	0,252	0,206	0,120
ρ	136,1	103,9	44,2

Tabla 7 Propiedades de la corriente de referencia

Con estas propiedades podemos calcular el coeficiente de película en el interior de los tubos, primero calcularemos el Reynolds y el Prandtl del flujo medio y aplicaremos las expresiones mencionadas en la sección 3.1:

$$Nu = A * Re^b * Pr^c ; \quad h = \frac{Nu * k}{D_{in}} \text{ (Kcal/h*m2*°C)}$$

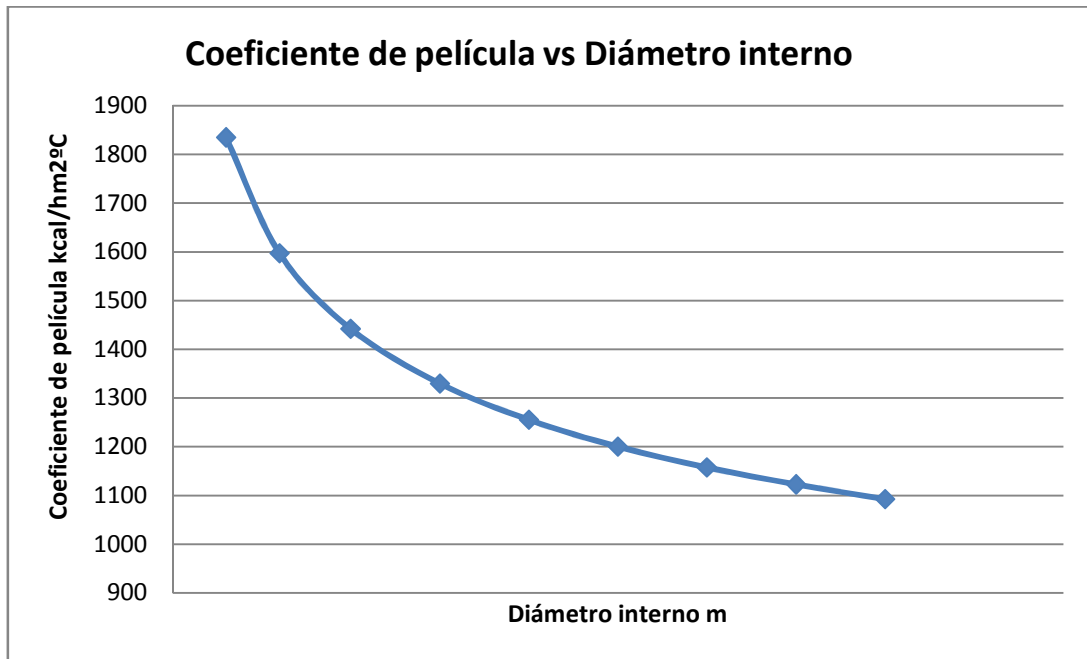
Supongamos que hemos obtenido los siguientes valores del coeficiente de película:

	Entrada	Crossover	Salida
h mix	1288	1637	2214

Como ejercicio podríamos comprobar qué hubiera pasado si por el contrario hubiéramos decidido proceder con el cálculo hallando por separado el coeficiente de película del vapor y del líquido y después hallando los coeficientes globales.

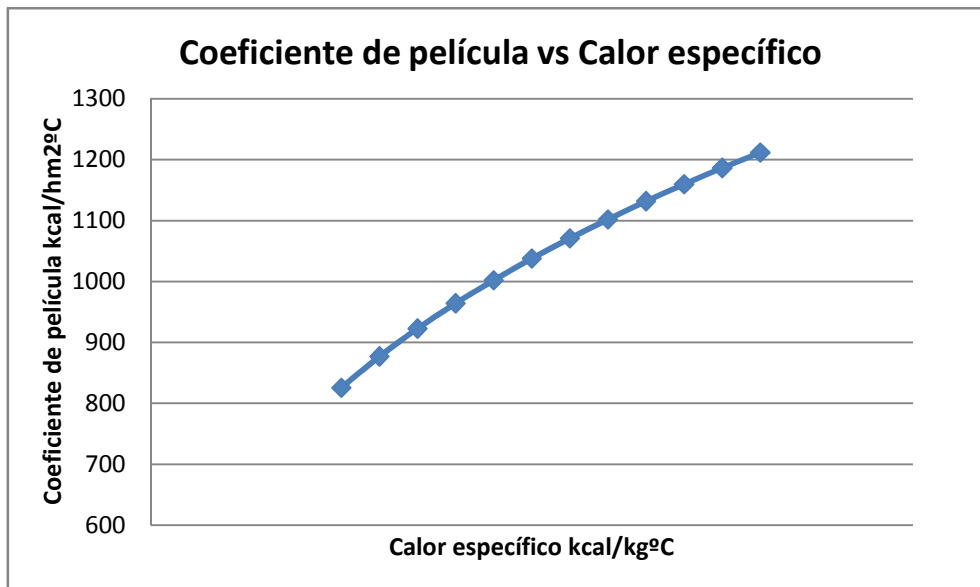
Ahora veamos como varía el valor del coeficiente de película en función de varios parámetros:

Veamos qué ocurre con el coeficiente de película si fijamos el valor de las propiedades del fluido y el flujo másico, variando el diámetro interno del tubo y, como consecuencia aumentando la velocidad del fluido



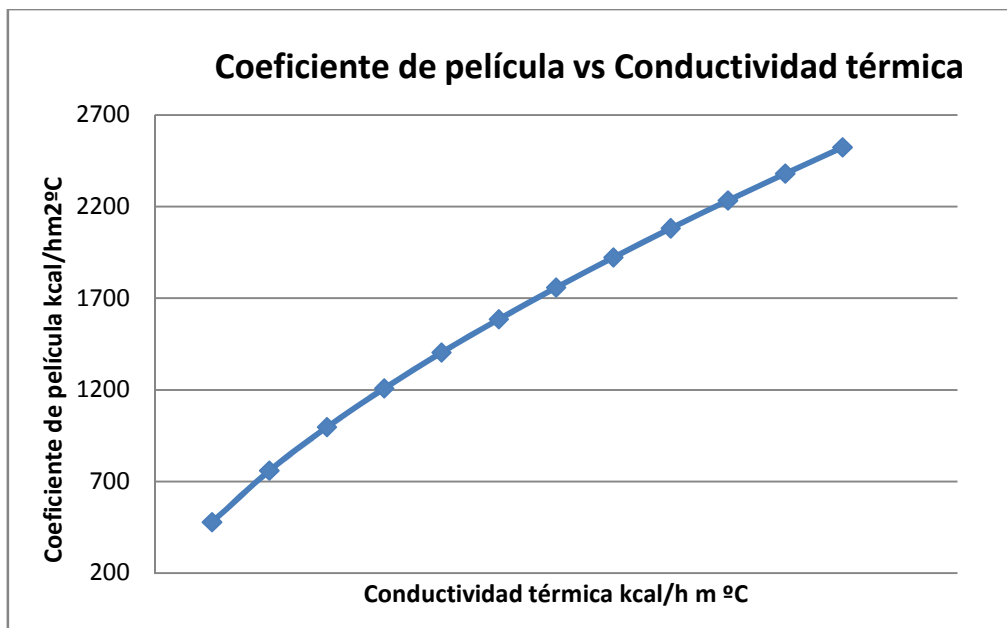
Esta gráfica ha sido realizada para un rango de diámetros comúnmente utilizado en la industria, como podemos observar la relación es de tipo potencial, a medida que mejoramos el coeficiente de película aumentamos la transferencia de calor hacia los tubos pero a su vez también aumenta la pérdida de carga del fluido a su paso por el horno.

Observemos que ocurre si ahora variamos el calor específico del fluido, manteniendo constantes las demás variables:



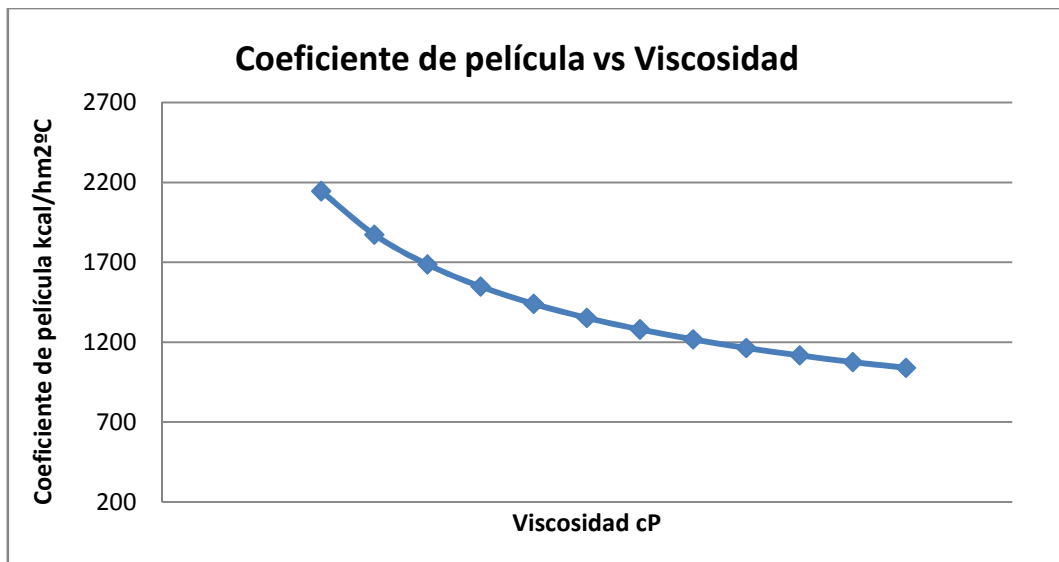
En esta ocasión vemos una relación de tipo potencial/ logarítmico, a medida que aumentamos el valor del calor específico del fluido aumenta el coeficiente de película, esto es debido a la incidencia en el Prandtl dentro del coeficiente de película.

El efecto de la conductividad térmica viene también dado por su presencia en el Prandtl, y además por su relación directa a través del Nusselt veamos que ocurre al variarla:



El comportamiento es similar al observado al variar el calor específico, aunque en esta ocasión aumenta el valor de la potencia a la que se eleva la conductividad, ésta es inversamente proporcional al Prandtl pero más tarde multiplica directamente al Nusselt para así obtener el coeficiente de película.

Por último resulta interesante analizar el comportamiento frente a la viscosidad del fluido, ya que ésta tiene impacto sobre ambos números adimensionales, Reynolds y Prandtl:

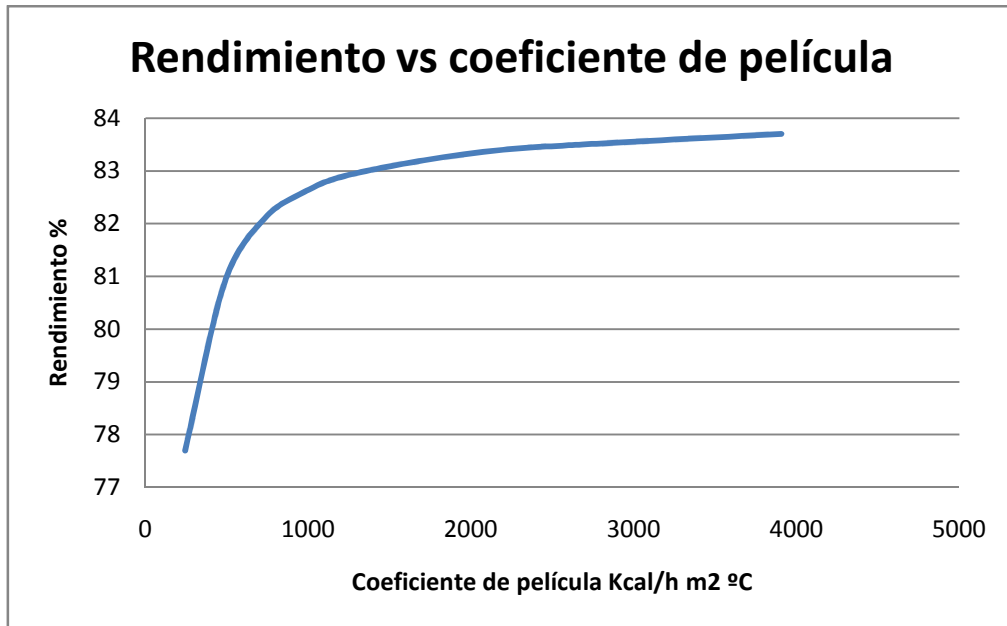


En esta ocasión tenemos que el Reynolds es inversamente proporcional a la viscosidad pero el Prandtl es directamente proporcional al mismo, como podemos observar en la gráfica el Reynolds está elevado a una potencia superior con lo que obtenemos la relación que observamos en la gráfica, es similar a la observada para el diámetro interno de los tubos, teniendo menor impacto en el coeficiente de película.

Supongamos ahora que comenzamos a disminuir la cantidad de fluido de proceso, en este caso disminuirá el coeficiente de película interno a través de los tubos y por lo tanto la transferencia de calor se verá penalizada y de la misma manera el rendimiento del horno.

Si por ejemplo tuviéramos el mismo flujo másico pero la corriente que circulara por los tubos fuese gaseosa, en ese caso el coeficiente de película aumentaría considerablemente con respecto al mismo caso con líquido en lugar de gas.

Veamos como varía el rendimiento del horno frente a variaciones en el coeficiente de película:



Como podemos observar en esta gráfica, para una geometría dada, el rendimiento presenta una correlación exponencial cuando se compara con el coeficiente de película. Pensemos que estamos validando el diseño de un horno, sabiendo que el coeficiente de película está directamente relacionado con la velocidad del fluido a través de los tubos, en caso de que nos encontráramos por debajo de 1000 Kcal/h m² °C, podríamos disminuir el diámetro de los tubos o aumentar el número de pasos de cara a conseguir una mejor transferencia de calor.

Si por el contrario tuviéramos un valor de 3000 Kcal/h m² °C tendríamos que valorar si es necesario ir a un valor tan alto del coeficiente de película, ya que tal y como observamos en la gráfica con valores significativamente más bajos obtenemos un rendimiento similar.

6.3.6- Cálculo de la temperatura de metal del tubo:

Con los valores del coeficiente de película podemos hallar la temperatura de metal del tubo, aplicando las siguientes fórmulas anteriormente expuestas:

$$T_{tubo} = \Delta T_{conv} + \Delta T_{cond} + T_{fluido} \quad \text{siendo}$$

Hemos supuesto un flujo térmico de $\dot{C}_{rad} = 27000 \text{ Kcal/hm}^2$

$$\Delta T_{cond} = \frac{\dot{C}_{rad} * FF * E_{tubo}}{k_{tubo}} \quad \& \quad \Delta T_{conv} = \frac{\dot{C}_{rad} * FF}{h_{conv}}$$

En este apartado podemos optar por proceder con el cálculo de dos maneras diferentes, la primera hallando un coeficiente de película medio para la radiante y una conductividad térmica del tubo también media para la sección de radiante o bien optar por hallar la temperatura de metal tanto en el crossover como a la salida de la radiante. Escogeremos esta última opción por lo que necesitamos ahora saber la conductividad del material para la temperatura que escojamos, el problema es que la conductividad de los metales varía con la temperatura por lo tanto deberíamos realizar un proceso iterativo para conocer la conductividad del metal para una determinada temperatura interior y exterior del tubo.

En este caso seleccionaremos tubería de acero al carbono, y simplificaremos el cálculo de manera que tomaremos la conductividad a la temperatura de película.

$$T_{pel} = \Delta T_{conv} + T_{fluido}$$

Los resultados obtenidos son los siguientes:

	Crossover	Salida
Tfluido	252.5	350
h	1637	2214
Ktubo	15.7	16.9
Text	294	381

Las temperaturas del exterior del tubo mostradas anteriormente serían las calculadas para un servicio limpio, en caso de que existiese ensuciamiento éste debería tenerse en cuenta añadiendo el aumento de temperatura causada por este efecto.

$$\Delta T_{sucio} = F_{ensuciamiento} * \dot{C}$$

El valor del factor de ensuciamiento ($\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Kcal}$) para el caso de hidrocarburos valores típicos podrían estar en el rango de 0.0004 hasta 0.001, el valor del flujo térmico adoptado depende a su vez del criterio del diseñador del horno.

6.3.7- Cálculo de la temperatura de la cámara de radiación y del calor absorbido en la radiante:

Empleando los resultados de los apartados anteriores podemos hallar la temperatura de los humos en la cámara de radiación, con esta temperatura sabemos la entalpía de los humos a su salida de la cámara de radiación y por tanto con las pérdidas a través de las paredes y el calor liberado podemos calcular el calor absorbido en la radiante:

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{m}_{comb} * PCI - \dot{Q}_{humos,rad} - \dot{Q}_{perd}$$

Hemos supuesto que la cámara de radiación se encuentra a una temperatura uniforme, a su vez, también suponemos una temperatura de metal media, unas propiedades medias a la entrada en el crossover y a la salida... Este es uno de los muchos modelos que se podrían emplear para la simulación de la radiante, un modelo más complejo podría consistir en analizar la variación de la temperatura con la altura de la cámara y/o suponer que la temperatura de metal es distinta para cada tubo (o incluso que varía en cada uno de ellos).

Como hemos venido viendo hasta ahora, el problema se puede complicar tanto como queramos, además hay que tener en cuenta que las formas de los hornos son variadas y hay múltiples factores que añadirán variabilidad al problema, una variable que por ejemplo no estamos teniendo en cuenta en nuestro planteamiento y que podría afectar a un análisis con una temperatura variable de la cámara de radiación sería la altura de llama del quemador.

Una vez dicho lo anterior continuamos con nuestro modelo “simplificado”, ya tenemos el calor absorbido en la radiante y podemos compararlo con el valor que habíamos supuesto inicialmente:

Supongamos que hemos obtenido mediante la fórmula anterior un calor absorbido en la radiante de 7 MMKcal/h por tanto y tal y como era de esperar el resultado no es exactamente igual al valor supuesto inicialmente por lo tanto tenemos que repetir el procedimiento que hemos seguido desde el principio, en esta ocasión en vez de repartir un 35-65% (radiante-convectiva) haremos un reparto del 70 % en radiante y 30 % en convectiva que es el valor que hemos obtenido y comenzaremos con la segunda iteración, como en cualquier bucle iterativo fijaremos una tolerancia para dar por buena la convergencia del problema y finalmente tendremos nuestra radiante diseñada.

6.3.8- Superficie expuesta en la radiante y cálculo del número de tubos:

Elegiremos ahora un diseño cilíndrico vertical para el horno, ya sabemos el valor del flujo térmico en la cámara de radiación y el calor absorbido en la misma por lo tanto el cálculo de la superficie expuesta es inmediato.

$$S_{rad} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{\dot{C}_{rad}} \& S_{rad} = \pi * D_{ext} * L_{tot,rad}$$

Los tubos están colocados verticalmente formando un círculo, el diámetro de la sección radiante será por lo tanto:

$$D_{rad} = NT_{rad} * D_{t-t}$$

Si suponemos una esbeltez de 2.5 (recordemos que la norma API marca 2.75 como límite máximo) y un espaciamiento entre tubos de 2 diámetros nominales en este caso el número de tubos totales aplicando las siguientes fórmulas serían:

$$ES = \frac{H_{rad}}{D_{rad}} \& L_{tot,rad} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{\dot{C}_{rad} * \pi * D_{ext-rad}} \text{ por lo que } NT_{rad} = \sqrt{\frac{L_{tot,rad} * \pi}{D_{t-t} * ES}}$$

Superficie de radiante m2	259
Longitud radiante m	490
Distancia entre tubos m	0.305
Esbeltez	2.5
Nº de tubos	44.93

A la vista de este resultado debemos decidir si vamos a optar por poner 44 o 48 tubos, ésta elección nos implicará tener mayor o menor longitud recta del tubo y por tanto mayor o menor altura de radiante. Nosotros optaremos por poner 44 tubos en la radiante.

Una vez realizado este cálculo tenemos que recalcular la esbeltez contando con la altura que debemos dejar por norma entre los tubos y el techo y el suelo de la radiante.

Finalmente casi hemos conseguido finalizar el diseño de nuestra radiante. Antes de continuar podemos hacer ciertos comentarios acerca de la elección del tipo de horno, en este caso hemos elegido un horno cilíndrico vertical, pero también podríamos haber seleccionado uno de tipo cabina, o tipo box, permitiendo éstos últimos proponer una distribución de tipo doble fuego, es decir, con los tubos rodeados a ambos lados por las llamas de los quemadores.

Este hecho afecta a la uniformidad del flujo térmico que le llega a los tubos, en el caso cilíndrico vertical, una cierta parte del tubo “ve” directamente la llama del quemador. En el caso de la configuración de tipo cabina ambos lados del tubo “ven” la llama del quemador.

Este hecho afecta a la superficie que debe exponerse para conseguir absorber el calor demandado por el proceso, además de que hace posible simular de un modo más efectivo la transmisión de calor hacia los tubos de proceso.

6.3.9- Cálculo de pérdida de carga en los tubos de radiante:

Llegados a este punto en el que hemos verificado el cálculo térmico de la radiante, sólo nos falta un último paso para verificar que nuestro horno (al menos en su sección de radiante) podrá operar de manera adecuada, comprobar que la pérdida de carga a través de los tubos es adecuada y está dentro de los requerimientos exigidos.

Para nuestro caso ejemplo, suponemos una vaporización directamente proporcional al calor absorbido desde la entrada a la salida por tanto, iremos desde una vaporización del 11% hasta el 40%.

Los elementos que aportarán pérdida de carga serán los tubos y los codos. En la radiante, al tener 2 pasos, el número de tubos por paso es 22 y el número de codos también por paso será 21.

Para calcular la pérdida de carga (en este caso solo la radiante) utilizaremos la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P_{rad} = \rho * f * \frac{L_{tub}}{D_{int}} * \frac{v^2}{2}$$

Donde L_{tub} (m) será la longitud del conducto, D_{int} (m) el diámetro interno del tubo, v (m/s) la velocidad del fluido a su paso por la tubería y ρ (kg/m³) la densidad del fluido.

Continuando con nuestro diseño tan sólo tenemos que analizar un único tramo ya que el porcentaje de vaporizado evoluciona del 11% hasta un 40% a la salida.

Específicamente, el porcentaje de vaporizado en el crossover es de 19.7%, de acuerdo al reparto final de calor entre radiante y convectiva (70-30%).

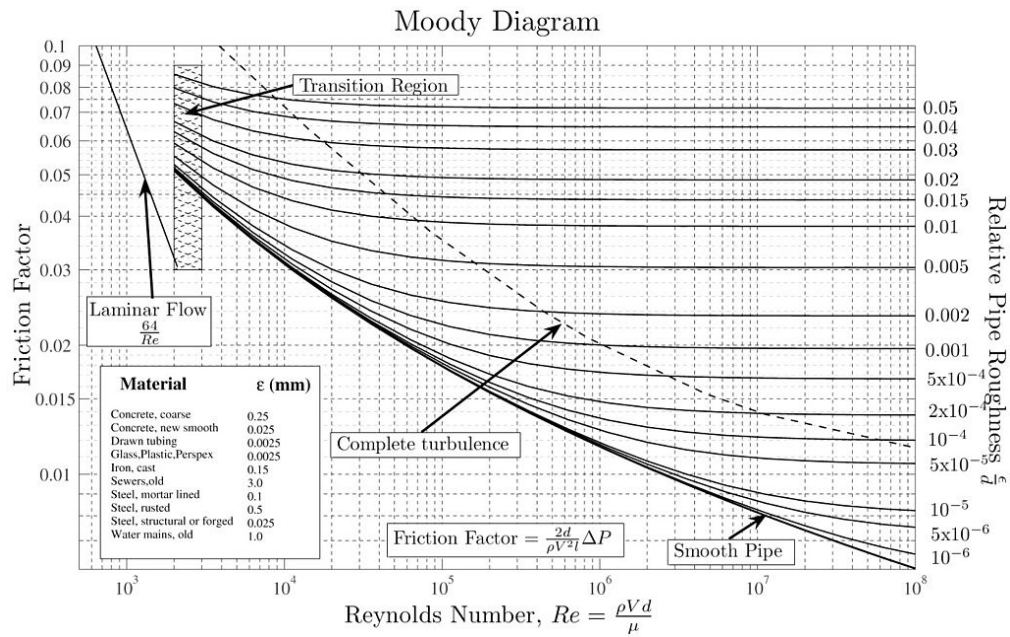
Para realizar el cálculo emplearemos las siguientes bases:

a) La densidad será la densidad media en la radiante para la mezcla líquido gas. Esta media la podemos hallar de múltiples modos, desde calcular la tendencia que sigue la densidad frente al calor absorbido e integrarla para poder hallar su valor medio hasta suponer directamente que ésta varía linealmente con el calor absorbido. Para nuestros cálculos daremos por buena esta última opción. Esto de nuevo es una simplificación asumida de la realidad, ya que la densidad no tiene por que presentar una variación lineal tanto con la presión como con la temperatura para cualquiera de las dos fases.

Por la razón anteriormente mencionada, un cálculo riguroso debería analizar la pérdida de carga del fluido tubo por tubo, comenzando por la salida para unas condiciones dadas de presión y temperatura. El análisis debería tomar el tubo de salida de longitud conocida y, sabiendo el aporte de calor que recibe el tubo, podríamos conocer la entalpía del fluido a su entrada. Después suponiendo una pérdida de carga estimada podríamos hallar las condiciones de presión y temperatura a la entrada de ese tubo, a continuación empezaríamos con un proceso iterativo hasta convergiera el valor de la pérdida de carga. Este cálculo finalizaría en el tubo de salida.

Afortunadamente los cálculos simplificados no presentan una desviación alarmante con respecto a los más rigurosos siempre y cuando estimemos adecuadamente la densidad media de la radiante.

b) Para el cálculo del factor de fricción utilizaremos el diagrama de Moody, cabe destacar que nos movemos en la región de flujo turbulento en la sección de radiante:



De nuevo tenemos el problema que aparecía anteriormente con la densidad, pero esta vez aplicado al Reynolds. La solución aplicada en este caso es exactamente la misma que en el caso anterior, tomaremos un valor medio para la sección radiante.

Seleccionaremos una rugosidad de 0.0024 mm para nuestros tubos de acuerdo a la siguiente tabla

TUBERÍA O REVESTIMIENTO	ϵ mm
Tubos estirados de acero	0,0024
Tubos de latón o cobre	0,0015
Fundición revestida de cemento	0,0024
Fundición con revestimiento bituminoso	0,0024
Fundición centrifugada	0,003
Fundición asfaltada	0,06 - 0,18
Fundición	0,12 - 0,6
Acero comercial y soldado	0,03 - 0,09
Hierro forjado	0,03 - 0,09
Hierro galvanizado	0,06 - 0,24
Madera	0,18 - 0,9
Hormigón	0,3 - 3
Acero roblonado	0,9 - 9

Tabla 6 Rugosidad de varios materiales

Los valores considerados para el cálculo del coeficiente de fricción son los siguientes:

N° de Reynolds	11000000
Densidad kg/m ³	74
Rugosidad mm	0.0024

El valor final del factor de fricción es de: 0.015

Cabe destacar que este valor, como hemos reflejado anteriormente está calculado suponiendo una mezcla perfecta y está tomando un modelo simplificado de lo que está ocurriendo en el interior de los tubos, empleado un modelo multifásico adecuado obtendríamos resultados más precisos en el cálculo de la pérdida de carga.

c) Lo último que nos queda es aclarar el tratamiento que vamos a darle a los codos de 180 grados, utilizaremos el concepto de longitud equivalente, es decir emplearemos la fórmula de Darcy-Weisbach pero pondremos como longitud una que produzca una pérdida de carga igual a la que se produce únicamente en el codo. Estas longitudes equivalentes se pueden encontrar en la literatura y han sido calculadas en base a datos experimentales.

Para un codo de 180° y el diámetro especificado tenemos una longitud equivalente de 5.06 m.

Teniendo en cuenta todo lo anterior los resultados obtenidos son los siguientes:

Longitud tubos m	10.7
Número de tubos por paso	22
Longitud equivalente codos m	5.06
Número de codos por paso	21
Longitud total equivalente m	342
Factor de fricción	0.015
Pérdida de carga kPa	281

En base a este resultado debemos comprobar la validez de nuestro diseño, una pérdida de carga demasiado baja no tiene porque ser algo necesariamente bueno, ya que podría estar causada por bajas velocidades del fluido y esto podría implicar mala transferencia de calor y un considerable grado de ensuciamiento. Por otra parte una pérdida de carga por encima del valor máximo no es admisible ya que en este caso la bomba pertinente no podría vencer la pérdida de presión.

En caso de tener baja o alta pérdida de carga tendremos que perfeccionar nuestro diseño, ya sea modificando el número de pasos o el diámetro de los tubos. Si la situación que tenemos es que tan sólo nos pasamos ligeramente del valor máximo admisible deberemos valorar la posibilidad de añadir un determinado número de tubos de mayor diámetro a la salida del horno.

6.3.10- Diseño final y comparativas de interés:

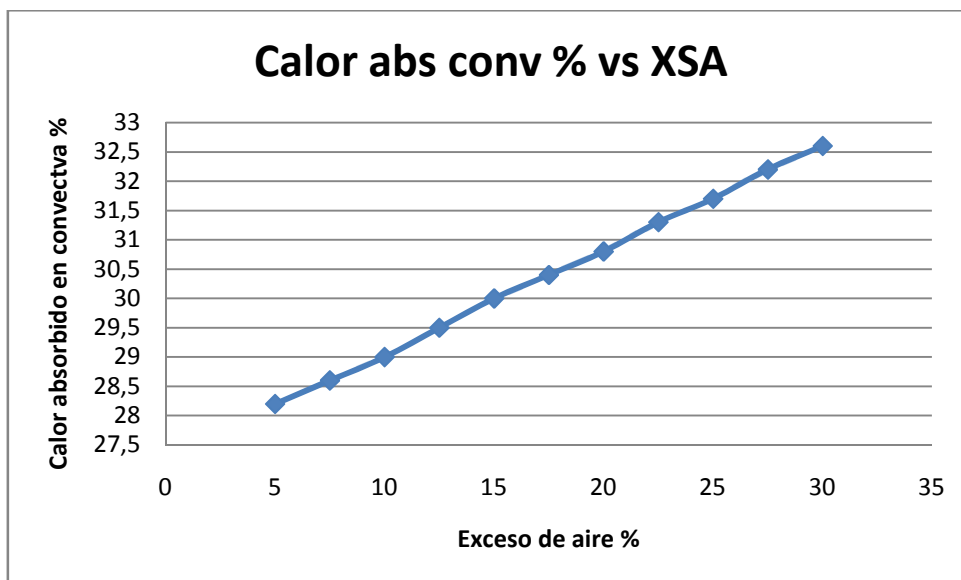
El diseño final de la sección radiante del horno se muestra a continuación a modo resumen en la siguiente tabla:

Absorción de calor MMKcal/h	10
Pérdidas al exterior %	2
Temperatura de humos salida convectiva °C	325
Eficiencia %	83.23
Calor liberado en quemadores MM Kcal/h	12.01
Combustible	Gas Natural
Exceso de aire %	15
Reparto de calor radiante/ convectiva %	70 / 30
Flujo térmico en radiante Kcal/h m ²	27.000
Corriente de proceso	
Flujo másico proceso kg/h	150.000
Velocidad en el interior de los tubos kg/s m ²	1117
Temperatura de entrada / salida °C	200 / 350
Porcentaje de vaporizado entrada / salida %	11 / 40
Diseño de cámara de radiante	
Número de pasos	2
Número de tubos totales	44
Diámetro externo de los tubos mm	168.3
Longitud de los tubos m	10.7
Número de codos 180 °	42

Tabla 7 Resumen diseño final

Llegados a este punto y suponiendo que nuestro diseño está cerrado, incluso la sección de convectiva se encuentra perfectamente determinada, veamos qué ocurriría si modificamos ciertas variables de operación del horno.

Por ejemplo, supongamos que queremos operar con mayor exceso de aire, es de prever que el resultado será el siguiente: la convectiva absorberá más calor ya que en esta sección la transmisión de calor se produce por convección, y al haber mayor exceso de aire tendremos mayor caudal de humos y velocidad de los mismos. La segunda consecuencia es que el horno tendrá un rendimiento menor ya que con la corriente de combustible debemos calentar mayor cantidad de aire.



A la vista de los resultados obtenidos podemos concluir que para el rango de exceso de aire analizado, la relación aparece como lineal, no obstante, un estudio más amplio podría analizar la relación para valores muy altos del exceso de aire. Es previsible que cuando esto ocurre, la radiante tienda a absorber muy poco calor y la convectiva aumente su absorción. Se ha de tener en cuenta que el hecho de aumentar el exceso de aire también influye en un descenso de la temperatura de los humos en la cámara de radiante y por tanto aunque por un lado la convección se ve favorecida al tener un mayor caudal de humos, por otro el salto térmico es menor, hecho que penaliza la transferencia de calor.

7.-Diseño de hornos de proceso con servicios adicionales y/o sistema de precalentamiento:

La adición de un servicio adicional tras los tubos de proceso en la zona de convectiva y / o de un sistema de precalentamiento, está orientado a aumentar el rendimiento del horno. El proceso de cálculo teniendo en cuenta este objetivo es el siguiente:

- a) Procedemos calculando la temperatura de salida de humos en la convectiva, de manera que exista una diferencia lo suficientemente amplia entre la temperatura de entrada del proceso y la de salida de los humos, siempre intentando no comprometer el rendimiento del horno.
- b) A continuación calculamos el calor que debe absorber el servicio adicional, este servicio suele estar comprendido entre uno de los siguientes: recalentamiento de vapor, generación de vapor y calentamiento de agua. Por ejemplo en el caso de que tuviéramos un servicio de recalentamiento de vapor el método de cálculo sería en siguiente:

$$\dot{Q}_{vapor} = \dot{m}_{vapor} * (H_{vap,out} - H_{vap,in})$$

Siendo este último calor calculado el perdido por los humos a su paso por la sección de vapor, anteriormente hemos calculado la temperatura de los humos a la salida del proceso por lo que ahora para calcular la temperatura de salida de los humos a la salida del servicio de vapor basta con hallar la entalpía de los humos a la salida del servicio.

$$\dot{Q}_{vapor} = \dot{m}_{humos} * (H_{humos,out-proc} - H_{humos,out-stsh})$$

Despejando la entalpía de la anterior expresión podemos hallar la temperatura de los humos en este caso, también podemos hallar con esta entalpía el rendimiento global del horno tal y como hemos hecho anteriormente.

- c) En caso de que queramos implementar un sistema de precalentamiento fijaremos el rendimiento que queramos obtener de la unidad, hay que tener en cuenta que la adición de este equipo está enfocada a obtener altas eficiencias.

Una vez fijado el rendimiento procederemos con el cálculo de igual manera que en el caso del sistema sin precalentamiento.

Las ventajas y desventajas de añadir al horno un sistema de precalentamiento son las siguientes:

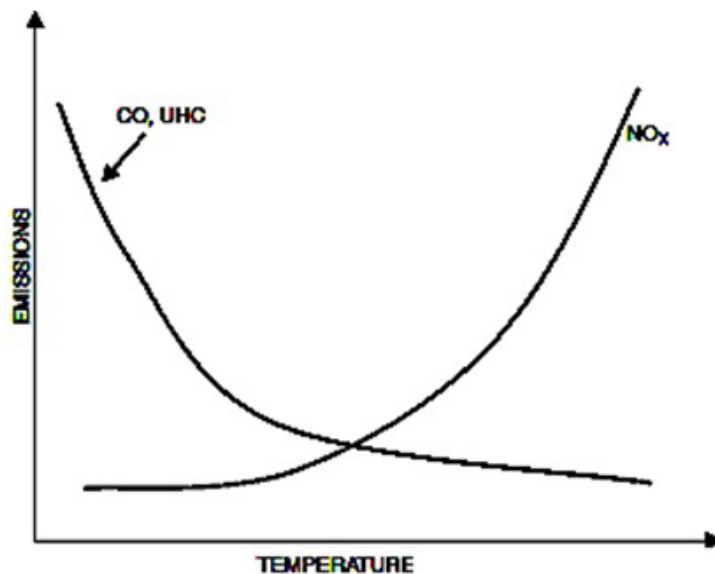
Ventajas:

- Reducción del consumo de fuel
- Mejor control del aire de combustión
- Mejor control del patrón de la llama
- Menor grado de inquemados en combustión de combustibles complicados.

Desventajas:

- Incremento de las temperaturas de operación en la cámara de radiante
- Incremento en la producción de NOx como resultado de mayores temperaturas de llama
- Como resultado de la baja temperatura de los humos, posibles fenómenos de corrosión en el precalentador y en los conductos a la salida de éste
- Incremento de los costes de mantenimiento

A continuación podemos observar un gráfico en el que se representa la concentración de inquemados (UHC), CO y NOx en relación a la temperatura de llama:



A primera vista puede parecer que añadir un sistema de precalentamiento es recomendable para cualquier unidad debido a la mejora de eficiencia que supone pero esto no tiene por qué ser siempre cierto.

La instalación de un sistema de precalentamiento es más recomendable a medida que:

- Aumenta el precio del combustible
- Aumenta la temperatura de entrada del fluido del proceso, es decir a medida que aumenta esta temperatura también lo hace en la misma medida la de salida de los humos por lo que el rendimiento disminuye drásticamente
- Aumenta el calor que demanda el proceso, esto se traduce en un mayor calor liberado y por tanto un mayor consumo de fuel.

La decisión final tiene que venir dada por un estudio económico en el que se tengan en cuenta todos los factores tales como costes de operación, mantenimiento, inversión inicial y ahorro de combustible.

7.1 Adición del sistema de recalentamiento de vapor y de un precalentador a nuestro diseño:

Continuando con nuestro diseño anterior, recordemos que habíamos obtenido una temperatura de salida de humos de la sección de convectiva de 325°C. Adicionalmente, calculamos que el rendimiento asociado a esta temperatura fue del 83.23 %.

Por una parte, éste no es un rendimiento demasiado alto por lo que nos interesará reducir el consumo de fuel, además los humos están lo suficientemente calientes como para poder recuperar calor de los mismos en un precalentador.

Supongamos a su vez que debido a los requerimientos de la planta, tenemos la opción de recuperar calor añadiendo un servicio de recalentamiento de vapor. Las características del servicio mencionado son las siguientes:

Caudal de agua kg/h	1500
Temperatura a la entrada °C	200
Presión a la entrada MPa	0.5
Entalpía a la entrada kcal/kg	683
Temperatura a la salida °C	275
Presión a la salida (Nota 1) MPa	0.5
Entalpía a la salida kcal/kg	718
Calor total demandado MMKcal/h	0.053

Tabla 8 Corriente servicio recalentamiento vapor

Nota 1: Hemos considerado que la presión del fluido a la salida es la misma que a la entrada ya que aunque podríamos calcular la pérdida de carga, ésta es despreciable.

Una vez conocemos el calor total demandado por la corriente, podemos calcular la temperatura de los humos a la salida de este servicio, el resultado es el siguiente:

Caudal de humos kg/h	21080
Calor específico de humos kcal/kg °C	0.282
Temperatura a la entrada de los humos °C	325
Temperatura a la salida de los humos °C	316

El rendimiento asociado a esta nueva temperatura de salida de los humos de la sección de convectiva es de: 84.2 %

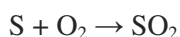
Como podemos observar hemos reducido el consumo de fuel al mismo tiempo que satisfacemos una necesidad de la planta en la que se va a instalar nuestro equipo.

Por último nos queda valorar la adición de un sistema de precalentamiento, tenemos una temperatura de humos de 316 °C tras la adición del servicio de recalentamiento de vapor, pero aún tenemos la posibilidad de recuperar más calor y conseguir ahorrar más combustible.

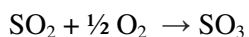
Tal y como hemos mencionado anteriormente un problema común que se ha de valorar a la hora de instalar un sistema de precalentamiento es la condensación ácida de los humos, que viene dada por el contenido en azufre de la corriente de combustible. En nuestro caso debido al combustible que estamos quemando (gas natural, ver pág. 31) no tendríamos que preocuparnos de este problema.

Imaginemos que nuestra corriente de combustible sí que tiene un determinado contenido en azufre, en este caso debemos controlar que en ningún punto de nuestro sistema los humos alcancen la temperatura de condensación ácida.

El proceso es similar al que ocurre con la lluvia ácida, el azufre presente en el combustible se oxida para formar dióxido de azufre:



Una pequeña parte del dióxido de azufre, en torno al 5 % se convierte en trióxido de azufre.



El trióxido de azufre, a la temperatura que hemos denominado de condensación ácida, se combina con agua para formar ácido sulfúrico, originando problemas de corrosión en los equipos con los que entra en contacto.

Cabría pensar que para evitar esto lo que tiene que ocurrir es que la temperatura de salida de humos del precalentador esté por encima de la temperatura de condensación ácida, pero hay que recordar que en el precalentador los humos están intercambiando calor con el aire de combustión que va hacia los quemadores, el cual se encuentra frío.

Por tanto en la superficie de intercambio de calor entre los humos y el aire tendremos una temperatura más baja. Es ésta temperatura la que nunca debe estar por debajo de la temperatura de condensación ácida si queremos evitar los indeseables problemas de corrosión.

Por ejemplo si mediante nuestro cálculo hemos hallado que la temperatura de condensación ácida resulta ser de 110 °C es deseable que tener un margen de seguridad de unos 15- 20° C por tanto nuestro precalentador tendrá una temperatura de metal en el lado humos de 125- 130 °C y una temperatura de salida de humos mayor, en torno a 175°C.

Volviendo a nuestro diseño con el gas natural como combustible, propondremos una temperatura de salida de humos de 175°C, para de este modo alcanzar un rendimiento del 92.4%, siendo éste un valor considerablemente bueno. Cabe comentar que aunque se podría extraer más calor de la corriente de humos instalando mayor superficie de intercambio, llega un punto en que el precalentador sería demasiado grande y caro comparado con el calor extra que estamos recuperando. A este respecto consideraremos los 175°C como un buen valor de la temperatura de salida de humos.

Caudal de humos kg/h	21080
Calor específico de humos kcal/kg °C	0.277
Temperatura a la entrada de los humos °C	316
Temperatura a la salida de los humos °C	175
Calor intercambiado precalentador MMkcal/h	0.823

Un efecto a remarcar debido a la adición de un sistema de precalentamiento, es la reducción del caudal de humos. Debido a que consumimos menos combustible, se necesita menor consumo de aire, si además añadimos que es práctica habitual operar con un exceso de aire del 15% cuando se instala un servicio de precalentamiento, este efecto se ve aún más acentuado.

Esto repercute sobre la sección de convectiva ya que al manejar un menor caudal de humos la transferencia de calor se ve penalizada. Una solución sencilla de cara a mantener las temperaturas de humos previamente calculadas es aumentar ligeramente el área instalada en esta sección.

8.-Presupuestación y ahorros

A modo resumen se incluye a continuación unas tablas en las que se reflejan los consumos de fuel gas asociados a los diferentes diseños propuestos, y el ahorro asociado a cada una de las soluciones:

	Operación normal	Operación con servicio de vapor y precalentador
Calor absorbido Gcal/h	10	10.053
Temperatura de salida de humos °C	325	175
Rendimiento %	83.23	92.4
Liberación Gcal/h	12.01	10.88
Consumo de fuel gas kg/h	1056	957
Consumo anual Ton	9.25	8.45
Ahorro Fuel %	--	8.65 %

Tabla 9 Operación normal y operación con precalentador

Notas:

- Se ha utilizado un poder calorífico inferior para el fuel de 11370 kcal/kg
- Se ha supuesto una utilización anual del equipo de 365 x 24= 8760 hrs

Consultando precios actuales para el gas natural, para grandes consumidores (fuente: gas natural fenosa) tenemos un precio de 4.9636 c€/kWh

	Operación normal	Operación con servicio de vapor y precalentador
Consumo de fuel gas Mill €	6.073	5.502

El resultado final del ahorro anual producido en el caso de la operación con precalentador es de 571000 €/año, si pensáramos en una amortización a tres años, la instalación del sistema de precalentamiento incluyendo todo el sistema de ductos, ventiladores... debería ser inferior a 1.713 Mill €.

9.-Programa de diseño, imágenes ejemplo

Inputs, geometría y características de la corriente:

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
40									
41	23	GEOMETRY							
42	24	No. of Passes					2		
43	25	No. of Different Diameters					1		
44	26	Nominal Diameter		in.			6		
45	27	Outside Diameter		in.			6,625		
46	28	Type of Thickness					Schedule		
47	29	Schedule		SCH			40		
48	30	Minimum Wall		in.					
49	31	Mass Flow Rate		lb/h			330690		
50	32	Distance Between Tubes Centerlines		in.			12		
51	33	Center-to-Center Tube Row Distance		ft					
52	34	Tube Material					TP304		
53	35	Average Radiant Heat Flux		Btu/h-ft ²			10000		
54									
55	36	FLUID CHARACTERISTICS							
56	37	Outlet Pressure		psia			780		
57	38	Radiant Allowable Pressure Drop		psi			40		
58	39	Radiant APD Safety Factor					1		
59	40	% Vapor flow at crossover		%			15,37		
60	41	LIQUID					INLET	OUTLET	
61	42	Specific Heat		Btu/lb-°F			0,688		0,749
62	43	Thermal Conductivity		Btu/h-ft-°F			0,062		0,09
63	44	Viscosity		cP			0,281		0,186
64	45	Specific Gravity @ Desired Temperature					0,643		0,573
65	46	VAPOR					INLET	OUTLET	
66	47	Specific Heat		Btu/lb-°F			1,056		0,842
67	48	Thermal Conductivity		Btu/h-ft-°F			0,0878		0,07652
68	49	Viscosity		cP			0,016		0,021

Inputs, tipo de horno y características principales:

3	GENERAL DATA			
4	A	Fluid:		Contract:
5	B	Client:		Date:
6	C	Location:		Revision:
7	D	Equipment:		User:
8				
9	INPUT			
10				
11	1	HEATER		
12	2	Type of Heater		Cylindrical
13	3	Type of Coil		Vertical coil
14	4	Type of Service		Combined heater
15				
16	4	PROCESS		
17	5	Type of Fuel		Gas
18	6	Fuel Name		GASN
19	7	Inlet Temperature	°F	392
20	8	Outlet Temperature	°F	662
21	9	Duty (CH only)	x10 ⁶ Btu/h	39,68
22	10	Radiation Loss	%	2
23	11	Internal Fouling	h-ft ² -°F/BTU	0,005
24	12	Fouled Design?		No
25	12	All-Radiant Heater?		NO
26	13	Flue Gas Outlet Temp. Proccess Coil	°F	617,00
27	14	Preheater?		No
28	15	Steam Superheater		No

Outputs, geometría

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
33											
34	22	PREHEATER									
35	23	Duty		x10 ⁶ Btu/h							
36	24							AIR		FLUE GAS	
37	25	Flow Rate		lb/h							
38	26	Inlet Temperature		°F							
39	27	Outlet Temperature		°F							
40	28	Velocity		ft/s							
41	29	Pressure Drop		in. WC							
42	30	Inlet Net Free Area		ft ²							
43	31	Outlet Net Free Area		ft ²							
44											
45	32	GEOMETRY									
46	33	No. of Passes						2			
47	34	Total Number of Tubes					44 Total				
48	35	Tubes per Pass					22				
49	36	Tubes Circle Diameter		ft			14,01				
50	37	Tube Thickness		in.			0,28				
51	38	Effective Length per Tube		ft			34,84				
52	39	Straight Length of Tube (60 ft max API)		ft			33,27				
53	40	Number of Spirals									
54	41	Slenderness (L / D)					2,63				
55	42	Radiant Diameter (W/O Insulation)		ft			15,7				
56	43	Exposed Surface		ft ²			2658,51				
57	44	Total Effective Length		ft			1532,80				
58	45	Wall Height		ft							
59	46	Height to Width Ratio									
60	47	Fitting Effective Length		ft			1,57				

Diseño y selección de quemadores:

	A	B	C	D	E	F	G
1							
2							
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							
26							
27							
28							
29							
30							
31							
32							
33							
34							
35							
36							
37							
38							
39							

INPUTS				RESULTS			
TYPE OF FUEL	Gas			TOTAL RADIANT HEIGHT (ft)		36,81	
HEAT RELEASE x10 ⁶ (btu/h)	47,68			AVAILABLE DRAUGHT (in H ₂ O)		0,3681	
EFFECTIVE LENGTH PER TUBE (ft)	36,81			HEAT RELEASE PER BURNER x10 ⁶ (btu/h)		9,54	
VERTICAL TUBE CLEARANCE (ft)							
TUBE CIRCLE DIAMETER (ft)	14,01						
NUMBER OF BURNERS	6						
TYPE OF BURNER	ENVIRONMENT			API MIN. BURNER TO TUBE DISTANCE (NATURAL) (ft)		3,88	
DISTANCE BETWEEN BURNERS (in)	8,00			API MIN. BURNER TO TUBE DISTANCE (FORCED) (ft)		3,71	
COMMON PLENUM	YES			API MIN. RADIANT HEIGHT (NATURAL) (ft)		23,80	
OVERDESIGN	20%			UOP FLAME LENGTH (ft)		19,07	
				VOLUMETRIC HEAT RELEASE (btu/h/ft ³)		8408	
				MAX VOLUMETRIC HEAT RELEASE (btu/h/ft ³) API REQUIRE		12000	

BURNER				Burner centre-line to tubes centre-line distance			
TYPE	BD [in.]	Pres.drop [in H ₂ O.]	BCD [ft.]	[ft.]			
125	19,49	4,45	4,58	4,71			
140	21,45	2,60	4,91	4,55			
150	23,42	1,88	5,24	4,38			
160	25,39	1,42	5,57	4,22			
175	27,36	1,09	5,89	4,06			
200	29,33	0,60	6,22	3,89			
225	31,30	0,34	6,55	3,73			
250	33,27	0,22	6,88	3,56			
275	37,79	0,15	7,63	3,19			
AVAILABLE DRAUGHT		0,3681		3,88 API required distance			

10.-Bibliografía

- Química General, Raymond Chang; Kenneth A Goldsby
- Characterization and properties of petroleum fractions, M. R. Riazi
- Chemical engineering design, Ray Sinott
- Fundamentals of multiphase flows, Christopher E. Brennen
- Idel'cik, Memento des pertes de charge
- The John Zink Combustion Handbook, Charles E. Baukal Jr.
- Radiative transfer, H.C. Hottel
- Calculation of Heater-Tube Thickness in Petroleum Refineries, API 530
- Fired Heaters for General Refinery services, API 560
- <https://www.naesb.org/> (North American Energy Standard Board)
- <http://www.gasnaturalfenosa.es/>

-